

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Tomislav Matovina

Zagreb, 2012.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Mentor:

Prof. dr. sc. Milenko Stegić, dipl. ing.

Student:

Tomislav Matovina

Zagreb, 2012.

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno koristeći stečena znanja tijekom studija i navedenu literaturu.

Zahvaljujem mentoru, prof. dr. sc. Milenku Stegiću, na korisnim savjetima, primjedbama i pomoći prilikom pisanja ovog rada.

Zahvaljujem svima koji su na bilo koji način pomogli prilikom izrade ovog diplomskog rada.

Naposljetku, zahvaljujem svojoj obitelji na nesebičnoj podršci i razumijevanju.

Tomislav Matovina

SADRŽAJ

SADRŽAJ	I
POPIS SLIKA	III
POPIS TABLICA	X
POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE	XI
POPIS OZNAKA	XII
SAŽETAK	XIV
1. UVOD	1
1.1. OSNOVNI POJMOVI TEORIJE MEHANIZAMA	2
1.2. OPIS UPOTREBLJENIH RAČUNALNIH PROGRAMA	5
1.3. MEHANIZMI DIZANJA PODIZNIH PLATFORMI	6
1.3.1. Podizne platforme sa zglobnim paralelogramima	6
1.3.2. Stupne podizne platforme	8
1.3.3. Podizne platforme sa teleskopskim dohvatnikom	11
2. PODIZNE PLATFORME SA ŠKARASTIM MEHANIZMOM	13
2.1. KONSTRUKCIJA PODIZNE PLATFORME SA ŠKARASTIM MEHANIZMOM	13
2.1.1. Postolje	13
2.1.1.1. Pričvršćivanje izravno za podlogu	13
2.1.1.2. Ugradnja u posebno pripremljenoj rupi	14
2.1.1.3. Pokretno postolje	15
2.1.2. Škarasti mehanizam	16
2.1.3. Platforma	18
2.1.4. Ostala oprema	19
2.2. POGONSKI SUSTAV	21
2.2.1. Hidraulički pogon	21
2.2.2. Pneumatski pogon	22
2.2.3. Elektromotorni pogon	23
2.2.4. Ručni pogon	27
2.2.5. Samopodesive podizne platforme	27
2.3. PODJELA PREMA PODRUČJU PRIMJENE	29

3. ANALIZA PODIZNIH PLATFORMI SA ŠKARASTIM MEHANIZMOM.....	35
3.1. ANALIZA POSLUŽNIH PLATFORMI SA ŠKARASTIM MEHANIZMOM.....	37
3.1.1. Poslužna platforma s jednim škarastim mehanizmom.....	38
3.1.2. Poslužna platforma s dva škarastim mehanizmom.....	44
3.2. ANALIZA RADNE PLATFORME SA ŠKARASTIM MEHANIZMOM.....	49
3.3. UTJECAJ PROMJENE POLOŽAJA HVATIŠTA NA DULJINU I HOD RADNOG CILINDRA.....	55
3.4. UTJECAJ SILE TRENJA NA POTREBNU SILU U CILINDRU.....	59
4. PROVJERA NOSIVOSTI.....	61
4.1. PROVJERA NOSIVOSTI POSLUŽNIH PLATFORMI.....	62
4.1.1. Provjera nosivosti poslužne platforme s jednim škarastim mehanizmom.....	62
4.1.2. Provjera nosivosti poslužne platforme s dva škarasta mehanizma.....	66
4.2. PROVJERA NOSIVOSTI RADNE PLATFORME S TRI ŠKARASTA MEHANIZMA.....	71
4.3. PROVJERA UGRAĐENIH HIDRAULIČKIH CILINDARA NA IZVIJANJE.....	81
4.4. ANALIZA SLOBODNIH VIBRACIJA.....	84
5. ANALITIČKO RJEŠENJE.....	89
5.1. POSLUŽNE PLATFORME SA ŠKARASTIM MEHANIZMOM.....	89
5.1.1. Poslužna platforma s jednim škarastim mehanizmom.....	90
5.1.2. Poslužna platforma s dva škarasta mehanizma.....	93
5.2. RADNA PLATFORMA S TRI ŠKARASTA MEHANIZMA.....	96
6. ZAKLJUČAK.....	100
PRILOZI.....	102
LITERATURA.....	103

POPIS SLIKA

Slika 1.1:	Viši i niži kinematički parovi.....	3
Slika 1.2:	Kinematička shema i konstrukcijska izvedba podizne platforme s zglobnim paralelogramom.....	6
Slika 1.3:	Radionička podizna platforma sa zglobnim paralelogramom za popravak motocikala.....	7
Slika 1.4:	Radna platforma sa više spojenih zglobnih paralelograma.....	7
Slika 1.5:	Hidraulički cilindar i prijenos lančanicima.....	8
Slika 1.6:	Radionička stupna podizna platforma.....	8
Slika 1.7:	Hidraulički cilindar zatvoren u klizno kućište.....	9
Slika 1.8:	Radionička stupna podizna platforma.....	9
Slika 1.9:	Stup podizne platforme sa izravnim djelovanjem hidrauličkog cilindra.....	9
Slika 1.10:	Elekromotorni pogon i mehanički prijenosnici snage.....	10
Slika 1.11:	Mehanizam sa spiralnim vođenjem.....	10
Slika 1.12:	Osnovni princip mehanizma sa spiralnim vođenjem.....	11
Slika 1.13:	Teleskopski dohvatnik.....	11
Slika 1.14:	Dvostruki teleskopski dohvatnik.....	11
Slika 1.15:	Princip rada teleskopskog mehanizma.....	12
Slika 2.1:	Pričvršćivanje izravno za podlogu.....	13
Slika 2.2:	Niskoprofilna podizna platforma.....	14
Slika 2.3:	Niskoprofilna podizna platforma za palete.....	14
Slika 2.4:	Ugradnja u rupu.....	14
Slika 2.5:	Prijenosno postolje.....	15
Slika 2.6:	Transportno postolje sa slobodnim kotačima.....	15
Slika 2.7:	Transportno postolje sa motorom pogonjenim kotačima.....	15
Slika 2.8:	Jednostruki škarasti mehanizam.....	16
Slika 2.9:	Dvostruki škarasti mehanizam.....	16
Slika 2.10:	Trostruki škarasti mehanizam.....	16
Slika 2.11:	Serijska ili tandem izvedba.....	17
Slika 2.12:	Dvostruki paralelni škarasti mehanizam.....	17
Slika 2.13:	Platforma sa napravom za okretanje.....	18
Slika 2.14:	Nagibna platforma.....	18

Slika 2.15:	Konvejer sa slobodnim valjcima.....	18
Slika 2.16:	Konvejer sa motorom pogonjenim valjcima.....	18
Slika 2.17:	Sigurnosni okvir i način ugradnje mikroprekidača.....	19
Slika 2.18:	Sigurnosni okvir.....	19
Slika 2.19:	Servisna podpora.....	19
Slika 2.20:	Mjeh.....	20
Slika 2.21:	Senzor položaja.....	20
Slika 2.22:	Sustav podmazivanja.....	20
Slika 2.23:	Elektrohidraulički pogon s jednim i dva cilindra.....	21
Slika 2.24:	Pneumatski pogon s jednim zračnim jastukom.....	22
Slika 2.25:	Pneumatski pogon sa dva zračna jastuka.....	22
Slika 2.26:	Pogon navojnim vretenom.....	23
Slika 2.27:	Minimalno tlačno opterećenje.....	24
Slika 2.28:	Dijelovi sklopa mehanizma sa spiralnim vođenjem.....	24
Slika 2.29:	Radionička podizna platforma sa škarastim mehanizmom i mehanizmom sa spiralnim stupom.....	25
Slika 2.30:	Mehanizam s jednim lancem.....	25
Slika 2.31:	Mehanizam s dva sučeljena lanca.....	25
Slika 2.32:	Konstruktivska izvedba mehanizma s jednim lancem.....	26
Slika 2.33:	Podizna platforma pogonjena mehanizmom s lancem.....	26
Slika 2.34:	Podizna platforma pogonjena mehanizmom s dva sučeljena lanca.....	26
Slika 2.35:	Ručni pogon podizne platforme.....	27
Slika 2.36:	Samopodesiva podizna platforma.....	27
Slika 2.37:	Osnovne dimenzije samopodesive podizne platforme.....	28
Slika 2.38:	Podešavanje potrebne nosivosti vađenjem ili umetanjem U-zatika.....	28
Slika 2.39:	Poslužna platforma.....	29
Slika 2.40:	Pretovarna radna platforma.....	30
Slika 2.41:	Podizna platforma nosivosti 55t za rukovanje čeličnim pločama.....	30
Slika 2.42:	Podizna platforma nosivosti 2.7 t i visine dizanja 7m.....	30
Slika 2.43:	Radionička podizna platforma.....	31
Slika 2.44:	Radna platforma za primjenu na neravnim terenima.....	31
Slika 2.45:	Podizna platforma za montažu/demontažu turbina u hidroelektrani.....	32

Slika 2.46:	Podizna platforma za pozicioniranje osoblja i opreme u postrojenju za testiranje avionskih motora.....	32
Slika 2.47:	Pokretna poslužna podizna platforma nosivosti do 20t za namotaje čeličnih traka.....	32
Slika 2.48:	Podizna platforma za ugradnju kotača na željeznička vozila.....	32
Slika 2.49:	Podizne platforme od nehrđajućeg čelika.....	33
Slika 2.50:	Podizna platforma dužine 16m za popravak željezničkih vagona.....	33
Slika 2.51:	Podizna platforma prilagođena za balansiranje helikopterskih elisa.....	33
Slika 2.52:	Pokretna podizna platforma dužine 9m i visine dizanja 4m za utovar/istovar aviona.....	33
Slika 2.53:	Kamionska podizna platforma nosivosti 550kg za utovar/istovar aviona..	34
Slika 2.54:	Kamionska radna platforma nosivosti 1000kg za inspekciju i održavanje aviona.....	34
Slika 2.55:	Elektro-hidraulička podizna platforma nosivosti do 2700kg.....	34
Slika 2.56:	Podizna platforma nosivosti 300kg pogonjena nožnom pumpom.....	34
Slika 3.1:	Shema elektro-hidrauličkog pogona.....	35
Slika 3.2:	Prikaz ventila iz shema elektro-hidrauličkog pogona.....	36
Slika 3.3:	Prikaz gibanja poslužne platforme s jednim škarastim mehanizmom.....	37
Slika 3.4:	Prikaz gibanja poslužne platforme s dva škarasta mehanizma.....	38
Slika 3.5:	Osnovne dimenzije i izometrijska projekcija 3D modela poslužne platforme s jednim škarastim mehanizmom.....	38
Slika 3.6:	a) Kinematička struktura poslužne platforme s jednim škarastim mehanizmom. b) Promjena položaja točke A. c) Promjena položaja točke B.....	39
Slika 3.7:	Utjecaj položaja točke A hvatišta cilindra na brzinu platforme, za poslužnu platformu s jednim škarastim mehanizmom.....	41
Slika 3.8:	Utjecaj položaja točke B hvatišta cilindra na brzinu platforme, za poslužnu platformu s jednim škarastim mehanizmom.....	41
Slika 3.9:	Utjecaj položaja točke A hvatišta cilindra na ubrzanje platforme, za poslužnu platformu s jednim škarastim mehanizmom.....	42
Slika 3.10:	Utjecaj položaja točke B hvatišta cilindra na ubrzanje platforme, za poslužnu platformu s jednim škarastim mehanizmom.....	42

Slika 3.11:	Utjecaj položaja točke A hvatišta cilindra na radnu silu cilindra poslužne platforme s jednim škarastim mehanizmom.....	43
Slika 3.12:	Utjecaj položaja točke B hvatišta cilindra na radnu silu cilindra poslužne platforme s jednim škarastim mehanizmom.....	43
Slika 3.13:	Osnovne dimenzije i izometrijski 3D model poslužne platforme s dva škarasta mehanizma.....	44
Slika 3.14:	a) Kinematička struktura poslužne platforme s dva škarasta mehanizma. b) Promjena položaja točke A. c) Promjena položaja točke B.....	45
Slika 3.15:	Utjecaj položaja točke A hvatišta cilindra na brzinu platforme, za poslužnu platformu s dva škarasta mehanizma.....	46
Slika 3.16:	Utjecaj položaja točke B hvatišta cilindra na brzinu platforme, za poslužnu platformu s dva škarasta mehanizma.....	47
Slika 3.17:	Utjecaj položaja točke A hvatišta cilindra na ubrzanje platforme, za poslužnu platformu s dva škarasta mehanizma.....	47
Slika 3.18:	Utjecaj položaja točke B hvatišta cilindra na ubrzanje platforme, za poslužnu platformu s dva škarasta mehanizma.....	48
Slika 3.19:	Utjecaj položaja točke A hvatišta cilindra na radnu silu cilindra poslužne platforme s dva škarasta mehanizma.....	48
Slika 3.20:	Utjecaj položaja točke B hvatišta cilindra na radnu silu cilindra poslužne platforme s dva škarasta mehanizma.....	49
Slika 3.21:	Osnovne dimenzije i izometrijska projekcija 3D modela radne platforme s tri škarasta mehanizma.....	50
Slika 3.22:	a) Kinematička struktura radne platforme s tri škarasta mehanizma. b) Promjena položaja točke A. c) Promjena položaja točke B.....	51
Slika 3.23:	Prikaz gibanja radne platforme s tri škarasta mehanizma.....	52
Slika 3.24:	Utjecaj položaja točaka A i B hvatišta cilindra na brzinu platforme, za radnu platformu s tri škarasta mehanizma.....	53
Slika 3.25:	Utjecaj položaja točaka A i B hvatišta cilindra na ubrzanje platforme, za radnu platformu s tri škarasta mehanizma.....	53
Slika 3.26:	Utjecaj položaja točaka A i B hvatišta cilindra na silu cilindra radne platforme s tri škarasta mehanizma.....	54
Slika 3.27:	Utjecaj položaja točke A hvatišta cilindra na duljinu cilindra poslužne platforme s jednim škarastim mehanizma.....	55

Slika 3.28:	Utjecaj položaja točke A hvatišta cilindra na hod cilindra poslužne platforme s jednim škarastim mehanizmom.....	55
Slika 3.29:	Utjecaj položaja točke A hvatišta cilindra na duljinu cilindra poslužne platforme s dva škarasta mehanizma.....	56
Slika 3.30:	Utjecaj položaja točke A hvatišta cilindra na hod cilindra poslužne platforme s dva škarasta mehanizma.....	56
Slika 3.31:	Utjecaj položaja točke B hvatišta cilindra na duljinu cilindra poslužne platforme s jednim škarastim mehanizmom.....	57
Slika 3.32:	Utjecaj položaja točke B hvatišta cilindra na duljinu cilindra poslužne platforme s dva škarasta mehanizma.....	57
Slika 3.33:	Utjecaj položaja točke A i B hvatišta cilindra na duljinu cilindra radne platforme s tri škarasta mehanizma.....	58
Slika 3.34:	Utjecaj položaja točke A i B hvatišta cilindra na hod cilindra radne platforme s tri škarasta mehanizma.....	58
Slika 3.35:	Utjecaj sile trenja na veličinu sile radnog cilindra poslužne platforme s jednim škarastim mehanizmom.....	59
Slika 3.36:	Utjecaj sile trenja na veličinu sile radnog cilindra poslužne platforme s dva škarasta mehanizma.....	60
Slika 3.37:	Utjecaj sile trenja na veličinu sile radnog cilindra poslužne platforme s tri škarasta mehanizma.....	60
Slika 4.1:	Proračunski model poslužne platforme s jednim škarastim mehanizmom.....	62
Slika 4.2:	Ekvivalentno naprezanje poslužne platforme s jednim škarastim mehanizmom u spuštenom položaju.....	63
Slika 4.3:	Raspodjela faktora sigurnosti prema granici tečenja poslužne platforme s jednim škarastim mehanizmom u spuštenom položaju.....	63
Slika 4.4:	Ekvivalentno naprezanje poslužne platforme s jednim škarastim mehanizmom u podignutom položaju.....	64
Slika 4.5:	Raspodjela faktora sigurnosti prema granici tečenja poslužne platforme s jednim škarastim mehanizmom u podignutom položaju.....	65
Slika 4.6:	Proračunski model poslužne platforme s dva škarasta mehanizma.....	66
Slika 4.7:	Ekvivalentno naprezanje poslužne platforme s dva škarasta mehanizma u spuštenom položaju.....	67

Slika 4.8:	Raspodjela faktora sigurnosti prema granici tečenja poslužne platforme s dva škarasta mehanizma u spušenom položaju.....	68
Slika 4.9:	Ekvivalentno naprezanje poslužne platforme poslužne platforme s dva škarasta mehanizma u podignutom položaju.....	69
Slika 4.10:	Raspodjela faktora sigurnosti prema granici tečenja poslužne platforme s dva škarasta mehanizma u podignutom položaju.....	70
Slika 4.11:	Proračunski model radne platforme s tri škarasta mehanizma.....	71
Slika 4.12:	Ekvivalentno naprezanje radne platforme s tri škarasta mehanizma u spušenom položaju i uvučenim produžetkom platforme.....	72
Slika 4.13:	Raspodjela faktora sigurnosti prema granici tečenja radne platforme s tri škarasta mehanizma u spušenom položaju i uvučenim produžetkom platforme.....	73
Slika 4.14:	Ekvivalentno naprezanje radne platforme s tri škarasta mehanizma u spušenom položaju i izvučenim produžetkom platforme.....	73
Slika 4.15:	Raspodjela faktora sigurnosti prema granici tečenja radne platforme s tri škarasta mehanizma u spušenom položaju i izvučenim produžetkom platforme.....	73
Slika 4.16:	Ekvivalentno naprezanje radne platforme s tri škarasta mehanizma u podignutom položaju i uvučenim produžetkom platforme.....	74
Slika 4.17:	Raspodjela faktora sigurnosti prema granici tečenja radne platforme s tri škarasta mehanizma u podignutom položaju i uvučenim produžetkom platforme.....	75
Slika 4.18:	Raspodjela faktora sigurnosti prema granici tečenja radne platforme s tri škarasta mehanizma u podignutom položaju i izvučenim produžetkom platforme.....	76
Slika 4.19:	Raspodjela faktora sigurnosti prema granici tečenja radne platforme s tri škarasta mehanizma u podignutom položaju i izvučenim produžetkom platforme.....	77
Slika 4.20:	Projekcija površine kliznog ležaja zgloba F poslužne platforme s dva škarasta mehanizma.....	79
Slika 4.21:	Projekcija površine kliznog ležaja zgloba D radne platforme s tri škarasta mehanizma.....	79

Slika 4.22:	Projekcija površine kliznog ležaja i nosivog lima zgloba G poslužne platforme s jednim škarastim mehanizmom.....	80
Slika 4.23:	Radna sila cilindra i kritična sila u ovisnosti o duljini hidrauličkog cilindra kod poslužne platforme s jednim škarastim mehanizmom.....	82
Slika 4.24:	Radna sila cilindra i kritična sila u ovisnosti o duljini hidrauličkog cilindra kod poslužne platforme s dva škarasta mehanizma.....	82
Slika 4.25:	Radna sila cilindra i kritična sila u ovisnosti o duljini hidrauličkog cilindra kod radne platforme s tri škarasta mehanizma.....	83
Slika 4.26:	Slobodna duljina izvijanja za zglobno učvršćene krajeve štapa (hidrauličkog cilindra).....	83
Slika 4.27:	Prva osnovna forma vibriranja.....	84
Slika 4.28:	Druga osnovna forma vibriranja.....	84
Slika 4.29:	Treća osnovna forma vibriranja.....	85
Slika 4.30:	Prva osnovna forma vibriranja.....	86
Slika 4.31:	Druga osnovna forma vibriranja.....	86
Slika 4.32:	Treća osnovna forma vibriranja.....	86
Slika 4.33:	Prva osnovna forma vibriranja.....	87
Slika 4.34:	Druga osnovna forma vibriranja.....	87
Slika 4.35:	Treća osnovna forma vibriranja.....	88
Slika 5.1:	Kinematička struktura poslužne platforme s jednim škarastim mehanizmom.....	90
Slika 5.2:	Usporedba analitičkog i numeričkog rješenja za poslužnu platformu s jednim škarastim mehanizmom.....	92
Slika 5.3:	Kinematička struktura poslužne platforme s dva škarasta mehanizma.....	93
Slika 5.4:	Usporedba analitičkog i numeričkog rješenja za poslužnu platformu s dva škarasta mehanizma.....	95
Slika 5.5:	Kinematička struktura radne platforme s tri škarasta mehanizma.....	96
Slika 5.6:	Usporedba analitičkog i numeričkog rješenja za radnu platformu s tri škarasta mehanizma.....	99

POPIS TABLICA

Tablica 3.1:	Položaji točke A hvatišta radnog cilindra poslužne platforme s jednim škarastim mehanizmom.....	39
Tablica 3.2:	Položaji točke B hvatišta radnog cilindra poslužne platforme s jednim škarastim mehanizmom.....	40
Tablica 3.3:	Položaji točke A hvatišta radnog cilindra poslužne platforme s dva škarasta mehanizma.....	45
Tablica 3.4:	Položaji točke B hvatišta radnog cilindra poslužne platforme s dva škarasta mehanizma.....	46
Tablica 3.5:	Položaji točke A hvatišta radnog cilindra radne platforme s tri škarasta mehanizma.....	51
Tablica 3.6:	Položaji točke B hvatišta radnog cilindra radne platforme s tri škarasta mehanizma.....	52
Tablica 4.1:	Vlastite frekvencije poslužne platforme s jednim škarastim mehanizmom.....	84
Tablica 4.2:	Vlastite frekvencije poslužne platforme s dva škarasta mehanizma.....	85
Tablica 4.3:	Vlastite frekvencije radne platforme s tri škarasta mehanizma.....	87

POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE

1. Poslužna platforma s jednim škarastim mehanizmom
2. Poslužne platforma s dva škarasta mehanizma
3. Radna platforma s tri škarasta mehanizma

POPIS OZNAKA

<i>Oznaka</i>	<i>Jedinica</i>	<i>Opis</i>
a	mm	udaljenost hvatišta sile okomito na os štapa mehanizma
a_z	m/s ²	ubrzanje platforme u smjeru osi z
A	mm ²	površina poprečnog presjeka štapa (klipnjače)
B_l	mm	širina kliznog ležaja
b	mm	udaljenost hvatišta sile uzduž osi štapa mehanizma
c	mm	krak sile cilindra
d	mm	udaljenost hvatišta sile od osi rotacije zgloba mehanizma
d	mm	promjer osovine
d_c	mm	promjer klipnjače
d_k	mm	promjer čeličnog kotača
d_k	mm	promjer klipa
d_l	mm	unutarnji promjer kliznog ležaja
e	mm	krak sile cilindra
E	MPa	modul elastičnosti
f	mm	udaljenost hvatišta sile uzduž osi štapa mehanizma
f	mm	krak kotrljanja
f		broj veza pojedinih kinematičkih parova
F_c	N	sila cilindra
F_{csr}	N	srednji iznos sile cilindra
F_D	N	sila reakcije
F_F	N	sila reakcije
F_I	N	sila reakcije
F_J	N	sila reakcije
F_K	N	sila reakcije
F_{kr}	N	kritična sila izvijanja
F_L	N	sila reakcije
\vec{F}_i	N	aktivna sila koja djeluje na mehanički sustav
G_m	N	težina tereta
G_p	N	težina platforme
h	mm	udaljenost hvatišta sile okomito na os štapa mehanizma

Oznaka	Jedinica	Opis
i_{\min}	mm	minimalni polumjer tromosti
I_{\min}	mm ⁴	minimalni moment tromosti presjeka štapa (klipnjače)
l	mm	duljina štapa mehanizma
l_0	mm	slobodna duljina izvijanja
n		broj članova mehanizma
p_i		broj kinematičkih parova sa i stupnjeva slobode gibanja
p	MPa	površinski tlak kliznog ležaja
p_{dop}	MPa	dopušteni površinski tlak kliznog ležaja
Q	N	nosivost
r_c	mm	duljina hidrauličkog cilindra
Δr_c	mm	hod hidrauličkog cilindra
R_e	MPa	granica tečenja
S		faktor sigurnosti
s	mm	širina nosivog lima
t	s	vrijeme
v_c	m/s	radna brzina cilindra
v_z	m/s	brzina podizanja platforme u smjeru osi z
w		broj stupnjeva slobode mehanizma
W	kJ	rad sile cilindra
z	mm, m	radna visina platforme
$\delta \vec{r}_i$	m	vektor virtualnog pomaka hvatišta aktivne sile
δW	Nm (J)	virtualni rad
α	rad, °	kut
β	rad, °	kut
λ		vitkost štapa
λ_p		granična vitkost
μ		koeficijent trenja
σ_p	MPa	granica proporcionalnosti

SAŽETAK

Diplomski rad analizira kinematiku i dinamiku podizne platforme sa škarastim mehanizmom primjenom dostupnih računalnih programa. Istražuje se utjecaj promjene hvatišta radnog cilindra na promjenu brzine i ubrzanja nosive platforme, te utjecaj na veličinu radne sile cilindra tijekom podizanja platforme sa zadanom težinom tereta. Cilj da se na temelju dobivenih rezultata olakša odabir optimalnog ugradbenog položaja i veličine radnog cilindra, te smanje opterećenja nosive konstrukcije, kao i postigne jednoliko podizanje tereta kod izvedbi podiznih platformi sa škarastim mehanizmom.

Diplomski rad se sastoji od nekoliko cjelina. U okviru uvodnog poglavlja govori se o teoriji mehanizama, te je dana općenita podjela i osnovni zadaci teorije mehanizama, kao i opis osnovnih pojmova. Također su opisani primjenjeni računalni programi. Dane su i ostale izvedbe mehanizama podiznih platformi.

Drugo poglavlje daje se detaljan pregled osnovnih dijelova sklopa podizne platforme sa škarastim mehanizmom, te je izvršena podjela prema vrsti pogona. Završeno je podjelom prema području primjene i prikazom nekih posebnih izvedbi.

U slijedećem poglavlju su opisane analizirane podizne platforme i princip rada pogonske jedinice. Prikazani su rezultati analize konstruiranih podiznih platformi dobiveni numerički za različite položaje hvatišta radnog cilindra. Pri tome su položaji mjenjani unutar područja ograničenog konstrukcijskom izvedbom podiznih platformi. Za odabrani položaj je prikazan utjecaj sile trenja (trenje u ležajevima, trenje kotrljanja kotača) na veličinu radne sile cilindra, te provedena numerička provjera nosivosti konstrukcijskih izvedbi na temelju statičkog opterećenja, u početnom i krajnjem položaju platforme. Dodatno je načinjena provjera ugrađenih hidrauličkih cilindara na izvijanje, te numerička analiza vlastitih frekvencija slobodnih vibracija.

U posljednjem poglavlju je dano numeričko rješenje za potrebnu radnu silu cilindra i uspoređeno je s analitičkim.

1. UVOD

Podizne platforme sa škarastim mehanizom su tehničko sredstvo dobavne tehnike čija je namjena sigurno podizanje/spuštanje tereta i/ili ljudi na željenu visinu. Prema [1] dobavna tehnika podrazumjeva premještanje robe i transport ljudi, u proizvoljnom smjeru i na ograničenim udaljenostima uz pomoć prikladnih dobavnih sredstava. Područje primjene podiznih platformi sa škarastim mehanizom je raznoliko: posluživanje strojeva, pozicioniranje materijala i roba u konvejerskim sustavima, utovar/istovar, rukovanje paletiziranom robom, teretna dizala, radne platforme, premošćivanje razlike u visini kod pristupa za osobe s invaliditetom i sl. Razlozi širokog područje primjene su prednosti poput robusne konstrukcije koja ne zahjeva puno održavanja, kontinuirana promjena i veliki raspon dobavne visine, mogućnost ugradnje različitih naprava koje olakšavaju rukovanje teretom, programirano gibanje i mogućnost korištenja različitih vrsta pogona.

U diplomskom radu istražen je utjecaj promjene položaja hvatišta sile radnog cilindra na kinematiku platforme i veličinu potrebne radne sile konstruiranih podiznih platformi sa škarastim mehanizmom. Svrha je, na temelju dobivenih rezultata, olakšati odabir optimalnog položaja radnog cilindra. Na taj način želi se smanjiti maksimalna radna sila i opterećenja dijelova nosive konstrukcije (mehanizma dizanja). Također se želi postići jednolika brzina podizanja platforme (posebice kod radne platforme), te smanjiti ubrzanja platforme i tereta, a time i inercijska opterećenja na nosivu konstrukciju.

Za potrebu analize, na temelju zadanih podataka konstruirane su poslužne podizne platforme (s jednim i dva škarasta mehanizma) i mobilna radna platforma s tri škarasta mehanizma. Konstrukcija sva tri mehanizma je u zavarenoj izvedbi, a načinjena je od standardnih čeličnih poluproizvoda [2]. Pri konstruiranju su se poštivala osnovna pravila tehnološkog oblikovanja zavarenih konstrukcija prema [3, 4]. Teorijsku osnovu za analizu daje teorija mehanizama [5, 6], te su u slijedećem podpoglavlju objašnjeni neki osnovni pojmovi.

Računalni 3D modeli konstrukcija načinjeni su računalnim programom Solidworks. Za kinematičku i dinamičku analizu primjenjen je visualNastran Desktop Motion, a za provjeru nosivosti COSMOS/DesignStar. Pored provjere nosivosti dodatno su analizirane slobodne vibracije podiznih platformi i numerički izračunate vlastite kružne frekvencije konstrukcije.

Iako za promatrane konstrukcije postoji onoliko vlastitih frekvencija i formi vibriranja koliko ima stupnjeva slobode proračunskog modela, za analizu su zanimljive najniže frekvencije. To se posebno odnosi na frekvencije bliske iznosima uzbude koje može izazvati čovjek radom na platformi, kako bi se izbjegla rezonancija [7]. Posljedica rezonancije je višestruko povećanje opterećenja, što može biti vrlo opasno jer može izazvati oštećenja i lom konstrukcije.

1.1. OSNOVNI POJMOVI TEORIJE MEHANIZAMA

Kako je već napomenuto teorijsku osnovu za analizu daje teorija mehanizama. To se odnosi na prilagodbu strukture analiziranog mehanizma prema zadanim radnim uvjetima i određivanje vrste kinematičkih parova [5, 6] koji spajaju članove mehanizma. Ovo je bitno kako bi se kod numeričke analize odabrali odgovarajući rubni uvjeti i spriječile simulacijske pogreške.

Teorija mehanizama (i strojeva) grana je primjenjene mehanike u kojoj se proučavaju kinematička i dinamička svojstva mehanizama, primjenjivanih u suvremenoj strojogradnji, te metode konstruiranja novih mehanizama i strojeva prema zadanim radnim uvjetima. Općenito se može podijeliti u slijedeća područja:

- Struktura i klasifikacija mehanizama. Proučavaju se sastavni elementi mehanizma i zakoni njihova oblikovanja.
- Kinematika mehanizama. Proučava gibanje njihovih dijelova neovisno od sila, koje proizvode ili mijenjaju ta gibanja.
- Dinamika mehanizama. Razmatra gibanje mehanizama s obzirom na vanjske sile, koje djeluju na pojedine dijelove i s obzirom na sile inercije, koje se pojavljuju pri gibanju tih dijelova.

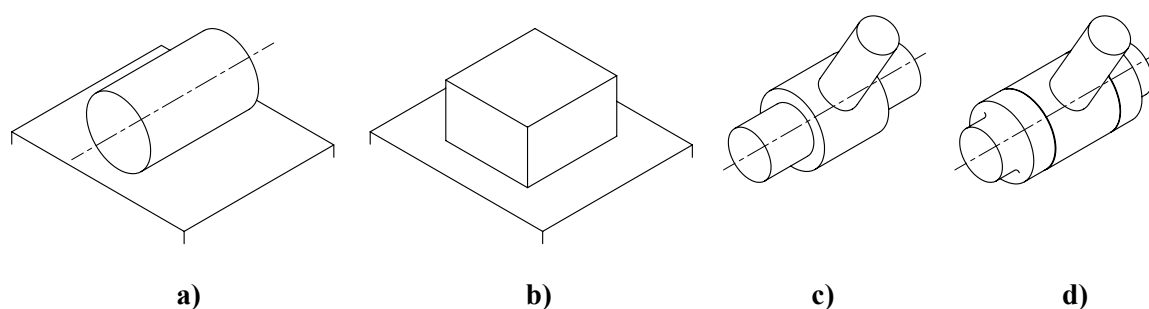
Osnovni zadatci teorije mehanizama su:

- Analiza. Sastoji od proučavanja strukture, kinematike i dinamike postojećih ili poznatih mehanizama sa svrhom usavršavanja tih mehanizama i izbor najprikladnijeg tipa mehanizma za zadane radne uvjete.
- Sinteza. Sastoji od pronalaženja i razrađivanja metoda konstruiranja novih mehanizama prema zadanim strukturnim, kinematičkim i dinamičkim uvjetima.

Mehanizam je kombinacija krutih tijela, članova mehanizma, tako povezanih da gibanje jednog izaziva gibanje ostalih dijelova prema određenom zakonu, odnosno koja služi za prenošenje ili pretvaranje gibanja. Ako ta kombinacija krutih tijela služi za prenošenje sila i pretvaranje energije ili vršenje mehaničkog rada, tada se ona naziva strojem. Pogonskim strojevima nazivaju se strojevi koji pretvaraju bilo koju dovedenu energiju u mehaničku, a strojevi koji iskorištavaju mehaničku energiju za vršenje korisnog mehaničkog rada nazivaju se radnim strojevima.

Kinematički par je spoj dvaju članova koji omogućava relativno gibanje među članovima. Kinematički par može imati najmanje 1, a najviše 5 stupnjeva slobode (tijelo u prostoru ima 6 stupnjeva sloboda, a da bi ostvarili potpuno određeno gibanje moramo nametnuti veze). Kinematičke parove možemo podjeliti u više i niže (slika 1.1).

Kod viših kinematičkih parova elementi se dodiruju po linijama (npr. krivuljni mehanizam) ili u točkama (npr. kuglica u kugličnom ležaju). Kod nižih kinematičkih parova postoji površinski dodir članova, a mehanizme koji su sastavljeni od nižih kinematičkih parova nazivamo štapni mehanizmi. Kako bi elementi kinematičkih parova bili u neprekidnom dodiru, moraju parovi biti zatvoreni. Zatvaranje može biti kinematičko i dinamičko. Kinematičko zatvaranje postiže se konstrukcijskim oblikom elementa, dok je dinamičko zatvaranje moguće ostvariti pomoću vanjskih sila (npr. sila teže, elastične sile opruge, centrifugalne sile i t.d.). U slučaju analiziranih škarastih mehanizama dinamičko zatvaranje osvaruje se silom teže samog mehanizma, te platforme i tereta.



Slika 1.1: Viši i niži kinematički parovi

Kinematički parovi koji se javljaju kod numerički analiziranih 3D modela (slika 1.1) su

- Valjak-ravnina sa 2 veze i 4 stupnja slobode (slika 1.1 a).
- Kvadar ravnina sa 3 veze i 3 stupnja slobode (slika 1.1 b).
- Cilindrični spoj sa 4 veze i 2 stupnja slobode (slika 1.1 c).
- Rotacijski zglob (rotoid) sa 5 veza i 1 stupnja slobode (slika 1.1 d).

Kinematički lanac je sistem od nekoliko članova povezanih kinematičkim parovima. Kinematički lanci mogu biti otvoreni, kod kojih postoje članovi koji ulaze u sutav samo jednog kinematičkog para, te zatvoreni kod kojih svaki član ulazi u barem dva kinematička para. Da bi iz kinematičkog lanca dobili mehanizam potrebno je jedan od članova učiniti nepomičnim.

Stupanj pokretljivosti kinematičkog lanca naziva se broj stupnjeva slobode pokretnih članova u odnosu na postolje (nepomični član). Broj stupnjeva slobode gibanja kinematičkog lanca koji čini mehanizam, jednak je broju međusobno neovisnih kinematičkih parametara ili poopćenih koordinata koje je potrebno poznavati da bi kinematika mehanizma bila u potpunosti određena. Poopćene ili generalizirane koordinate nekog mehaničkog sustava jesu skup međusobno neovisnih parametara koji jednoznačno definira položaj sustava u bilo kojem trenutku vremena t . U slučaju holonomnog sustava (sustav s holonomnim ili geometrijskim vezama) broj poopćenih koordinata jednak je broju stupnjeva slobode gibanja.

Stupanj slobode ravninskog mehanizma računa se prema jednadžbi

$$w = 3(n-1) - 2p_1 - p_2. \quad (1.1)$$

Stupanj slobode prostornog mehanizma računa se prema jednadžbi

$$w = 6(n-1) - \sum_{i=1}^5 (6-i)p_i. \quad (1.2)$$

Broj kinematičkih parova je označen sa p_1, p_2, p_3, p_4 , i p_5 . Indeks označava broj stupnjeva slobode, odnosno broj međusobno neovisnih gibanja koje može ostvariti pojedini član u odnosu na drugi, a računa se prema

$$p = 6-f, \quad (1.3)$$

gdje je f broj kinematičkih veza.

1.2. OPIS UPOTREBLJENIH RAČUNALNIH PROGRAMA

Ovo podpoglavlje daje opis spomenutih računalnih programa, primjenjenih za izradu trodimenzijskih računalnih modela, analizu gibanja tih modela, te provjeru nosivosti.

Solidworks je računalni CAD (Computer Aided Design - računalom podržano konstruiranje) program za izradu 3D modela sklopova i strojnih dijelova, te detaljnih tehničkih crteža tih trodimenzijskih modela. Izrada modela u većini slučajeva počinje skicom osnovnog elementa (iako postoji i mogućnost unosa gotovih modela iz drugih CAD programa) na koji se dodaju ostali elementi modela definirani nove skice. Također je moguć unos gotovih elemenata modela, poput provrta i nareza, ili potpunih modela iz zbirke standardnih dijelova. Elementi modela su međusobno povezani parametrima, tj. kotama i geometrijskim odnosima, čime je moguća jednostavna promjena bilo kojeg dijela modela u svakoj fazi modeliranja, a na isti način su povezani i modeli unutar sklopa.

MSC.visualNastran Desktop 4D je paket računalnih programa, koje sačinjavaju MSC.visualNastran 4D, MSC.visualNastran Desktop FEA, te MSC.visualNastran Motion. Omogućuje simulaciju i analizu gibanja na modelima napravljenim u različitim CAD alatima (u ovom slučaju Solidworks) i različitim standardnim formatima poput ACIS, Parasolid, STEP ili IGES, te vizualizaciju nastalih rezultata. Za kinematičku i dinamičku analizu provedenu u diplomskom radu korišten je MSC.visualNastran Motion.

Povezivanjem ovih dvaju programa, dolazi do pretvaranja geometrijskih odnosa u odgovarajuće veze, te stvaranja kinematičkih parova. Nakon toga slijedi dodavanje zadanih opterećenja i aktivnih članova (radni cilindri) da bi se ostvarilo željeno podizanje platforme.

COSMOS/DesignStar omogućuje numeričku analizu (metodom konačnih elemenata) naprezanja, vlastitih frekvencija i formi vibriranja, provjeru kritične sile kod koje nastupa izvijanje, stacionarne i tranzijentne pojave kod prijenosa topline, nelinearnu analizu naprezanja, te analizu protoka fluida i elektromagnetsku analizu. Kao i prethodni program, podržava različite CAD formate trodimenzijskih modela, a omogućava i izravno povezivanje sa računalnim programom Solidworks.

Za izradu tehničkih crteža korišten AutoCAD.

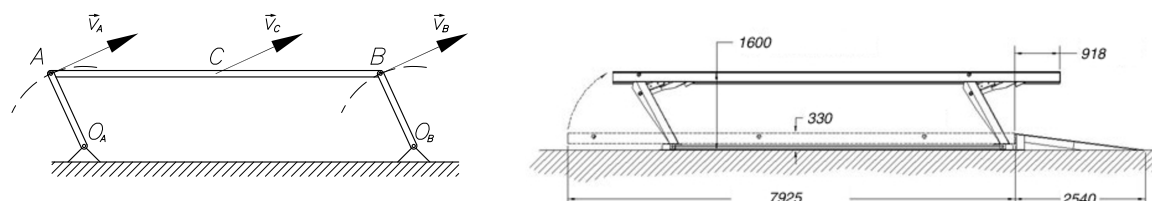
1.3. MEHANIZMI DIZANJA PODIZNIH PLATFORMI

Pored podiznih platformi, kod kojih se podizanje ostvaruje djelovanjem hidrauličkog cilindra posredstvom škarastog mehanizma, u upotrebi su i drugi mehanizmi, a najzastupljenije su slijedeće izvedbe:

- Podizne platforme sa zglobnim paralelogramima
- Stupne podizne platforme
- Podizne platforme s teleskopskim dohvatnikom.

1.3.1. Podizne platforme sa zglobnim paralelogramima

Zglobni paralelogram je poseban oblik zglobnog četverokuta sa dva rotirajuća člana (mehanizam II modifikacije ili dvokoljenasti mehanizam [5]), kojemu su dva, nasuprot ležeća člana, jednaka. Dva nasuprotna člana rotiraju jednoliko u istom smislu, a sprežni član (nosiva platforma u slučaju radioničke podizne platforme) vrši čisto translacijsko gibanje (slika 1.2).



Slika 1.2: Kinematička shema i konstrukcijska izvedba podizne platforme sa zglobnim paralelogramom. Dužina prikazane platforme je 8m, a nosivost 45t

Uobičajena izvedba radioničkih podiznih platformi, za popravak motornih vozila, je s jednim zglobnim paralelogramom (slika 1.3), a za veće duljine su u upotrebi i izvedbe s dodatnim članom. Dizanje se ostvaruje djelovanjem hidrauličkog cilindra. Ostvarive nosivosti su do ≈ 45000 kg, a visina dizanja do ≈ 1600 mm.



Slika 1.3: Radionička podizna platforma sa zglobnim paralelogramom za popravak motocikala

Radne platforme za pozicioniranje osoba prilikom rada na nedostupnim mjestima (npr. popravak neispravne ulične rasvjete i sl), željenu visinu ostvaruju s više povezanih paralelograma (slika 1.4).



Slika 1.4: Radna platforma sa više spojenih zglobnih paralelograma

1.3.2. Stupne podizne platforme

Stupne podizne platforme najčešće se upotrebljavaju kao teretna dizala (npr. u skladištima) i radioničke platforme za popravak motornih vozila, te kao pretovarne podizne platforme.

Kod ovog tipa podiznih platformi podizanje se ostvaruje pomoću:

- Hidrauličkog cilindra i prijenosom lančanicima ili koloturama. Nosivosti tih izvedbi se, kod većine proizvođača, kreće do ≈ 5400 kg u slučaju radioničkih podiznih platformi s prijenosom lančanicima (slika 1.5) i visine dizanja do ≈ 2000 mm, odnosno do ≈ 3000 kg kod teretnih dizala s užetnim prijenosom te visinama dizanja do ≈ 8500 mm. Na slici 1.6 prikazana je radionička stupna podizna platforma nosivosti 4500 kg i visine dizanja 2000 mm.

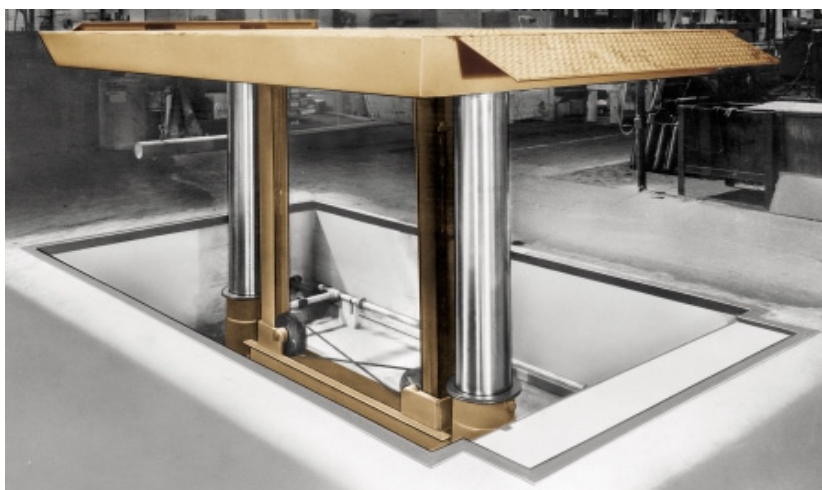


Slika 1.5: Hidraulički cilindar i prijenos lančanicima



Slika 1.6: Radionička stupna podizna platforma

- Izravnim djelovanjem hidrauličke radne jedinice. Najčešće su izvedbe s hidrauličkim cilindrom zatvorenim u cilindrično klizno kućište ugrađeno u rupi (slika 1.7). Kod te izvedbe nosivosti su do ≈ 2700 kg za jednocilindrične i do ≈ 13600 kg za dvocilindrične podizne platforme dobavne visine do ≈ 1500 mm, te od ≈ 3900 do 45000 kg kod dvo/višecilindričnih radioničkih platformi za popravak motornih vozila visine dizanja do ≈ 2000 mm.

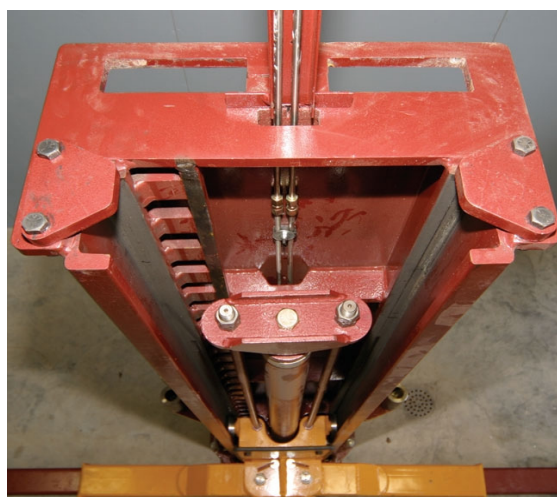


Slika 1.7: Hidraulički cilindar zatvoren u klizno kućište

Druga izvedba je s hidrauličkim cilindrom ugrađenim u stup pričvršćen na podlogu (slika 1.8 i slika 1.9). Nosivosti su do ≈ 13600 kg za dvocilindrične, odnosno do ≈ 54400 kg za četiri/višecilindrične radioničke podizne platforme za popravak motornih vozila visina dizanja do ≈ 2000 mm.



Slika 1.8: Radionička stupna podizna platforma.



Slika 1.9: Stup podizne platforme sa izravnim djelovanjem hidrauličkog cilindra

- Elekromotornim pogonom i mehaničkim prijenosnicima snage. Prijenos snage može biti lačanicima ili vijčanim vretenom (slika 1.10).

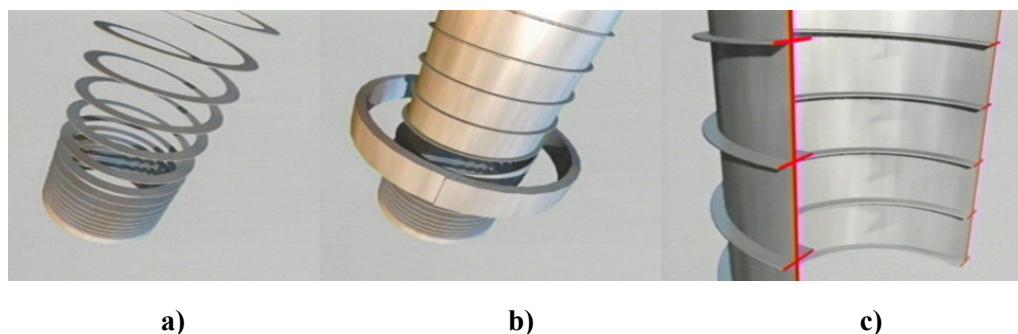


Slika 1.10: Elekromotorni pogon i mehanički prijenosnici snage

U upotrebi su mehanizam s lančanim stupom i mehanizam sa spiralnim vođenjem pogonjen elektromotorom, prikazanom na slici 1.11. Osnovu posljednjeg čini elastična spiralna čelična traka (slika 1.12a) u koju se umeće vertikalno orjentirana čelična traka (slika 1.12b). Na taj način nastaje čvrst i stabilan spiralni stup sastavljen od uzastopnih I-profila (slika 1.12c). Prilikom rada mehanizma obavezna je upotreba vodilica u obliku stupova, zbog osjetljivosti na veća bočna opterećenja, te mogućnosti rastavljanja čeličnih traka. Najveća prednost je kompaktna izvedba, postizanje visina dizanja do 12200 mm sa visinom mehanizama do 355 mm uz nosivost do 17500 kg. Ovaj tip pogona često se primjenjuje za podizanje scene u kazalištima.



Slika 1.11: Mehanizam sa spiralnim vođenjem



Slika 1.12: Osnovni princip mehanizma sa spiralnim vođenjem

Detaljniji opis ovih tipova pogona je u poglavlju o pogonskim sustavima podiznih platformi sa škarastim mehanizmom.

Za manje nosivosti do ≈ 140 kg i visine dizanja do 5600 mm primjenjuju se i pneumatski teleskopski cilindri pogonjeni komprimiranim zrakom ili CO₂ pohranjenim u bocama.

1.3.3. Podizne platforme sa teleskopskim dohvatnikom

Taj tip podizne platforme se primjenjuje kao radna platforma visine dizanja do ≈ 14000 mm i nosivosti do ≈ 160 kg u izvedbama za jednu osobu (slika 1.13), odnosno do ≈ 350 kg u izvedbi s dva teleskopska dohvatnika i platformom za dvije osobe (slika 1.14).



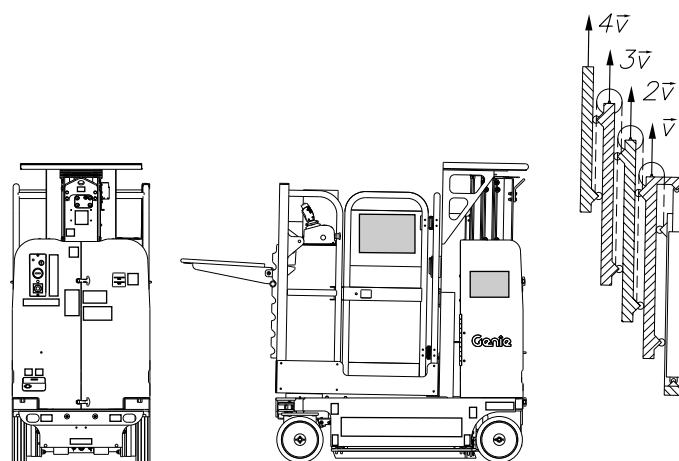
**Slika 1.13:
Teleskopski dohvatnik**



**Slika 1.14: Dvostruki
teleskopski dohvatnik**

Pokretno postolje platforme je opremljeno slobodnim kotačima za ručno premještanje ili pogonjene motorom. Kako bi se osigurala stabilnost platforme na postolju su ugrađeni dodatni utezi ili stabilizacijske stope, u nekim izvedbama hidraulički pogonjene i opremljene senzorima za kontrolu položaja.

Mehanizam podizanja je sličan mehanizmu vatrogasnih ljestvi [1] (slika 1.15), pri čemu se dizanje ostvaruje djelovanjem hidrauličkog cilindra preko lančanika.



Slika 1.15: Princip rada teleskopskog mehanizma

Treba napomenuti da su ovdje navedene samo neke uobičajene izvedbe podiznih platformi različitih proizvođača.

2. PODIZNE PLATFORME SA ŠKARASTIM MEHANIZMOM

2.1. KONSTRUKCIJA PODIZNIH PLATFORMI SA ŠKARASTIM MEHANIZMOM

Osnovni elementi nosive konstrukcije podizne platforme su postolje, škarasti mehanizam i platforma.

2.1.1. Postolje

Postolje podupire ostale elemente sklopa podizne platforme, a može biti pričvršćeno na podlogu, ugrađeno u posebno pripremljenoj rupi u podlozi ili izvedeno kao pokretno postolje.

2.1.1.1. Pričvršćivanje izravno za podlogu



Slika 2.1: Pričvršćivanje izravno za podlogu

Pričvršćivanje izravno na podlogu (slika 2.1) izvodi se u sljedećim slučajevima:

- Ako visina platforme u najnižem položaju, omogućava nesmetano postavljanje tereta npr. prilikom korištenja viličara ili ugradnjom utovarne rampe.
- Pri korištenju niskoprofilnih podiznih platformi (slika 2.2 i slika 2.3).
- Ako zbog određenih razloga mora postojati mogućnost jednostavnog i jeftinog premještanja podizne platforme ili trajna ugradnja (npr. unajmljeni skladišni prostori) nije moguća.

**Slika 2.2: Niskoprofilna podizna platforma****Slika 2.3: Niskoprofilna podizna platforma za palete**

2.1.1.2. Ugradnja u posebno pripremljenoj rupi

Ugradnja u posebno pripremljenoj rupi (slika 2.4) primjenjuje se pri utovaru tereta u ravnini poda, a omogućuje nesmetano kretanje sredstava unutrašnjeg transporta, poput viličara, preko podizne platforme. Rupa u koju se vrši ugradnja mora biti dovoljno duboka, kako bi gornja ploha podizne platforme bila u ravnini poda, a sama ugradnja je trajna.

**Slika 2.4: Ugradnja u rupu**

2.1.1.3. Pokretno postolje

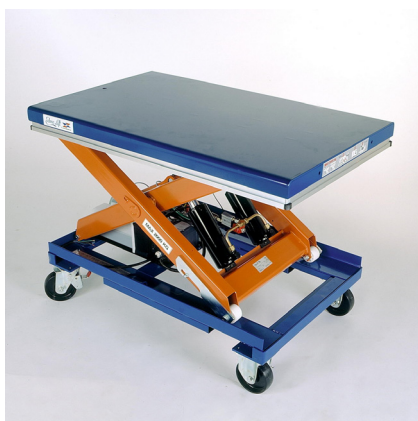
Pokretno postolje opremljeno je slobodnim ili motorom (elektromotorom, motorom sa unutrašnjim izgaranjem, hidromotorom i sl.) pogonjenim kotačima, a s obzirom na njihovu funkciju razlikujemo:

- Prijenosno postolje (slika 2.5). Omogućuje premještanje podizne platforme bez tereta. Kotači su na postolju ugrađeni samo sa jedne strane, a sa druge strane se pričvršćuje vučna ručka sa kotačima koju je nakon prestanka upotrebe moguće odstraniti.



Slika 2.5: Prijenosno postolje

- Transportno postolje (slika 2.6 i slika 2.7). Omogućuje premještanje podizne platforme zajedno sa teretom.



Slika 2.6: Transportno postolje sa slobodnim kotačima



Slika 2.7: Transportno postolje sa motorom pogonjenim kotačima

2.1.2. Škarasti mehanizam

Škarasti mehanizam osigurava paralelno podizanje platforme, a čini ga par međusobno ukriženih nosača, u sredini zgloбно povezanih osovinom. Krajevi mehanizma su sa jedne strane zgloбно povezani na postolje, odnosno platformu, dok se sa druge strane pomoću kotača ili na klizačima mogu slobodno gibati po postolju i platformi.

Razlikujemo četiri osnovne konfiguracije škarastog mehanizma:

- Jednostruki škarasti mehanizam (slika 2.8). Ovo je najčešća konfiguracija, osobito kod primjene podiznih platformi u industrijskim proizvodnim sustavima.



Slika 2.8: Jednostruki škarasti mehanizam

- Dvostruki/višestruki škarasti mehanizam (slika 2.9 i slika 2.10).



Slika 2.9: Dvostruki škarasti mehanizam



Slika 2.10: Trostruki škarasti mehanizam

Višestruki škarasti mehanizam sastoji se od dva ili više osnovnih škarastih mehanizama, postavljenih jedan na drugi. Prednost ove izvedbe, u odnosu na jednostruki škarasti mehanizam, su manje dimenzije postolja za istu visinu dizanja.

- Serijski (tandem) škarasti mehanizam prikazuje slika 2.11.



Slika 2.11: Serijska ili tandem izvedba

- Dvostruki/višestruki paralelni škarasti mehanizam (slika 2.12). Sastoji se od dva ili više jednostrukih škarastih mehanizama, postavljenih jedan pored drugog.



Slika 2.12: Dvostruki paralelni škarasti mehanizam

Korištenjem tandem i posljednje dvije konfiguracije škarastog mehanizma odvojeno ili u kombinaciji, ostvarive su velike nosivosti, te mogućnost dizanja tereta velikih gabarita.

2.1.3. Platforma

Osim kao ravna ploha, platforma može biti izvedena sa ugrađenim napravama za zakretanje (slika 2.13) i nagib tereta (slika 2.14), te kao konvejer sa kuglicama ili valjcima (slika 2.15) i (slika 2.16), pri čemu se gibanje tereta po valjcima ostvaruje se elektro ili hidromotorom, te ručnim pomicanjem ili uslijed djelovanja sile teže. Upotreba naprava za nagib i okretanje tereta isključuju potrebu radnika za izvođenje pokreta koji mogu uzrokovati ozljede na radu (npr. učestalog saginjanja).



Slika 2.13: Platforma sa napravom za okretanje



Slika 2.14: Nagibna platforma



Slika 2.15: Konvejer sa slobodnim valjcima



Slika 2.16: Konvejer sa motorom pogonjenim valjcima

2.1.4. Ostala oprema

Ostalu opremu sačinjavaju:

- Sigurnosni okvir ispod donjeg ruba platforme (slika 2.17 i slika 2.18). U doticaju okvira sa preprekom prilikom spuštanja, aktivira se kontaktni senzor (mikroprekidač) koji zaustavlja daljnje spuštanje, te na taj način sprječava moguću ozljedu operatera ili oštećenje podizne platforme.



Slika 2.17: Sigurnosni okvir i način ugradnje mikroprekidača



Slika 2.18: Sigurnosni okvir

- Servisne podpore i pregrade (slika 2.19). Postavljaju se prilikom popravka ili redovitog održavanja, te pri montaži podizne platforme.



Slika 2.19: Servisne podpore

- Mjeh (slika 2.20) ili zaštitne mreže oko škarastog mehanizma. Mjeh sprječava ulazak nečistoća u prostor ispod platforme. Izveden je u obliku harmonike od polimera, ojačane čeličnom trakom.

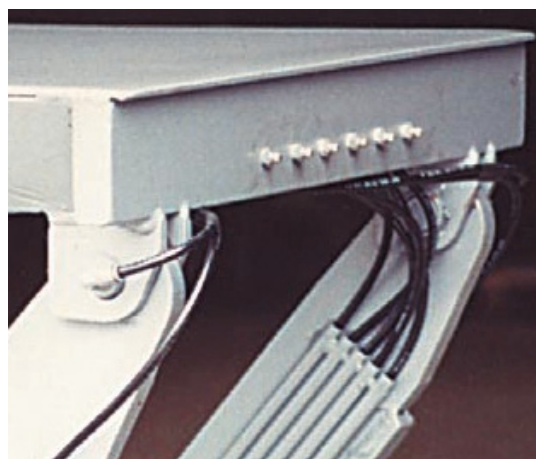


Slika 2.20: Mjeh

- Senzori položaja platforme (slika 2.21).
- Sustav podmazivanja (slika 2.22). Ugradnja sustava podmazivanja nije nužna u slučaju korištenja kompozitnih kliznih ležajeva (načinjenih od PTFE ili POM kliznog materijala) koji zahtijevaju vrlo malo podmazivanja ili podmazivanje uopće ne trebaju.



Slika 2.21: Senzor položaja



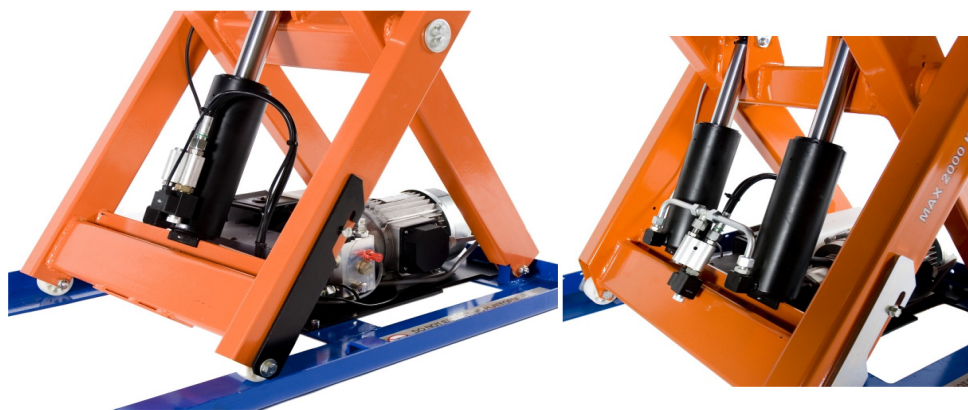
Slika 2.22: Sustav podmazivanja

2.2. POGONSKI SUSTAV

Za pogon podiznih platformi koriste se slijedeći pogoni:

- Hidraulički.
- Pneumatski.
- Elektromotorni sa mehaničkim prijenosnicima snage.
- Ručni pogon.

2.2.1. Hidraulički pogon



Slika 2.23: Elektrohidraulički pogon s jednim i dva cilindra

Prednosti hidrauličkog pogona (slika 2.23) su jednostavnije upravljanje, dobra i kontinuirana regulacija, manje mase u pokretu, a u usporedbi sa pneumatikom prednost je samopodmazivanje. Nedostatak je postojanje opasnosti od istjecanja ulja, buka agregata za napajanje uljem, skupa izrada zbog zahtjeva za veoma preciznom obradom. Velika prednost je i odnos mase i snage veći od 1kW/kg, što je deset puta više u odnosu na električni pogon.

Pogonom hidrauličkim cilindrom je moguće ostvariti velike sile na relativno kratkom hodu, a veći pomaci se ostvaruju dodatnim mehanizmima (npr. sa ovdje opisanim škarastim mehanizmom).

Pritisak ulja za ostvarivanje željenog (pravocrtnog) gibanja ostvaruje se zupčastom pumpom (do 12 MPa; stupanj djelovanja $\eta \approx 0.8$) ili klipnom pumpom (normalni pritisak do 21 MPa, a maksimalni 35 MPa do 45 MPa; stupanj djelovanja $\eta \approx 0.9$).

Ostali elementi hidrauličkog pogona pored radne jedinice koja obavlja koristan rad, pumpe i spremnika ulja su ventili koji se uključuju u vodove između izvora napajanja i aktivnih jedinica i upravljaju strujom i tlakom ulja; razvodnici, prigušni ventili (regulator brzine), i sigurnosni ventili isl.

2.2.2. *Pneumatski pogon*

Pneumatski pogon koristi se za stacionarne podizne platforme manje nosivosti i to kad su postrojenja za komprimirani zrak izgrađena za drugu svrhu. Pretlak zraka za pogon podizne platforme iznosi 0.4 do 0.7 MPa. Kao radne jedinice koriste se cilindri ili zračni jastuci prikazani na slici 2.24 i slici 2.25.



Slika 2.24: Pneumatski pogon s jednim zračnim jastukom



Slika 2.25: Pneumatski pogon sa dva zračna jastuka

Prednost pneumatskih sustava pred hidrauličkim sustavima je što su jednaostavniji, nema istjecanja ulja, sigurni su u eksplozivnoj atmosferi, a zbog manjih tlakova i neistjecanja fluida mogu biti izrađeni manje precizno zbog čega su jeftiniji. Nedostatak je što se radni tlak zraka mora držati nižim od 1.2 MPa, zbog sigurnosnih propisa za posude pod tlakom. Drugi nedostatak je što je vrlo teško kontrolirati položaj klipa (kompresija zraka) i regulirati brzinu.

2.2.3. Elektromotorni pogon

Prednost elektromotornih pogona je sveopća prisutnost električne energije, jednostavni priključci, lagano, točno i pozdano upravljanje. Nedostatak je velika brzina vrtnje pogonskog motora, što zahtjeva prijenosnike sa velikim prijenosnim omjerima čime rastu i gubici.

Kako je danas na raspolaganju uglavnom izmjenična struja, u elektromotornim pogonima podiznih platformi (odnosno općenito za prenosila i dizala)[1] se najčešće ugrađuju trofazni asinkroni motori. Najviše se upotrebljavaju kolutni asinkroni motori, za srednje (do 60 kW) i velike snage (iznad 60 kW), te kavezni asinkroni motori (do 20 kW).

Rotacijsko se gibanje elektromotora, nakon što se preko reduktora smanji brzina vrtnje i povećava okretni moment, pretvara u translacijsko gibanje za podizanje platforme na slijedeće načine:

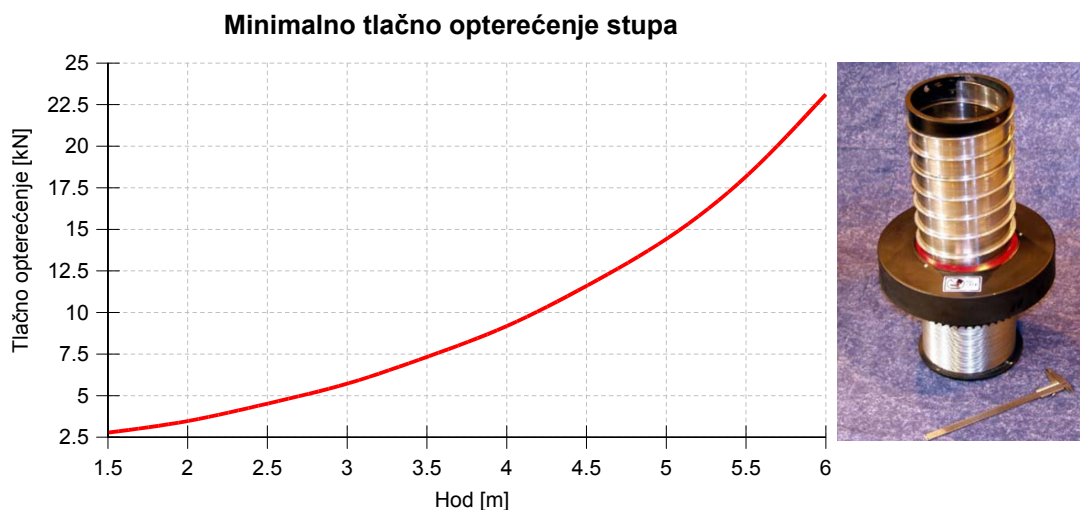
- Navojnim vretenom i maticom s kugličnim ležajem (stupanj djelovanja $\eta \approx 0.9$, a izvedbe bez ležaja $\eta \approx 0.3$). Koriste se kad je potrebna mogućnost preciznog pozicioniranja platforme (slika 2.26).



Slika 2.26: Pogon navojnim vretenom

- Mehanizam sa spiralnim vođenjem ("spiralift"). Kako je u uvodnom poglavlju spomenuto, glavna prednost mehanizama je njegova kompaktna izvedba (postizanje visina dizanja do 12200 mm sa visinom mehanizama od 355 mm, uz nosivost do 17500 kg), stabilnost nosivog stupa, mogućnost preciznog kontroliranja položaja, te jednostavna ugradnja. Nedostatak je postojanje opasnosti od razdvajanja nosivih

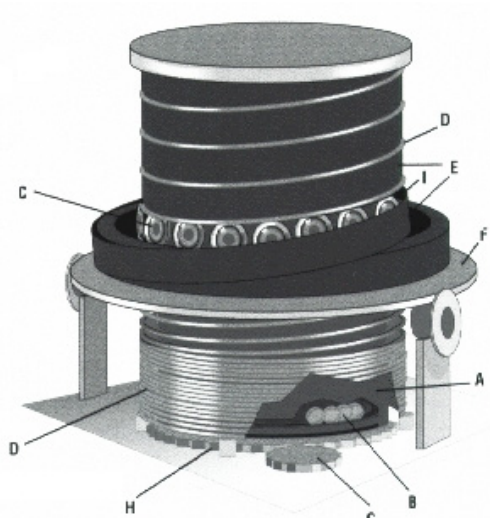
traka uslijed djelovanja većih bočnih opterećenja (nastalih od npr. horizontalnih ubrzanja), nešto manja brzina dizanja i osjetljivost pojedinih izvedbi na nečistoće.



Slika 2.27: Minimalno tlačno opterećenje

Da bi se osigurala stabilnost spiralnog stupa tijekom normalnog rada, te uslijed većih horizontalnih ubrzanja, potrebno je minimalno tlačno opterećenje stupa ovisno o visini dizanja. Dijagram na slici 2.27 prikazuje primjer ovisnosti minimalnog tlačnog opterećenje za model maksimalne nosivosti 4500 kg i visine dizanja 6000 mm.

Mehanizam se sastoji od slijedećih dijelova (slika 2.28): jezgru čini cilindrični rotor A sa zupčanicom H, uležišten kugličnim ležajem sa kosim dodirom B. Spiralnu traku D podiže niz ukošenih potpornih kotača C povezanih sa cilindričnim rotorom. Kotači ujedno stvaraju prostor za umetanje vertikalne trake E, te podupiru nastali stup. Neiskorištena vertikalna traka je namotana na okretnom nosaču F, a neiskorištena horizontalna spiralna traka je spremljena u podnožju. cilindričnog rotora. Prijenosom snage sa motora, preko



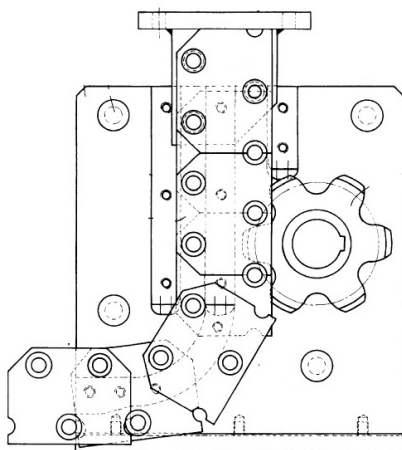
Slika 2.28: Dijelovi sklopa mehanizma sa spiralnim vođenjem

lančanog prijenosa, na zupčani par G i H (ili izravno na rotor preko pužnog prijenosa), okreće se rotor i potporni kotači. Kotači podižu i razdvajaju horizontalnu spiralnu traku, te na taj način stvaraju prostor za umetanje vertikalne trake u utor duž spiralne trake I. Ovaj utor duž horizontalne spiralne trake osigurava točan položaj i sprječava bočni pomak vertikalne trake.

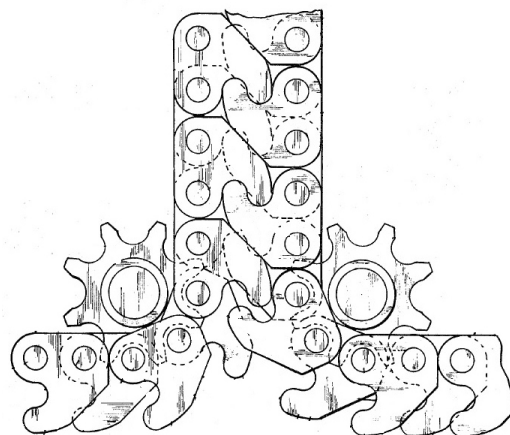


Slika 2.29: Radionička podizna platforma sa škarastim mehanizmom i pogonom pomoću mehanizma sa spiralnim stupom

- Mehanizam s lančanim stupom. Razlikuju se dvije izvedbe, s jednim lancem (slika 2.30) i s dva lanca (slika 2.31).



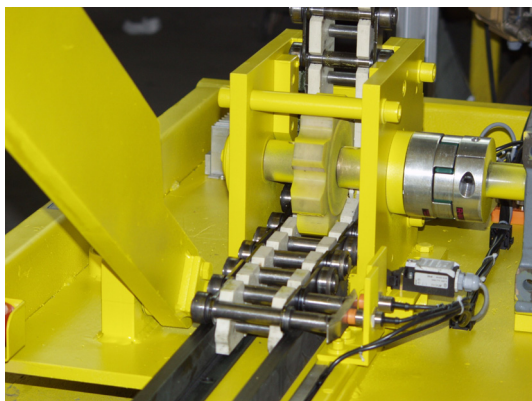
Slika 2.30: Mehanizam s jednim lancem



Slika 2.31: Mehanizam s dva sučeljena lanca

Kod prve izvedbe lanac pogonjen lančanicom ulazi u vodilicu koja ga zakreće pod pravim uglom. Prolaskom kroz vodilicu spojnice lanca se međusobno zabrave, te na taj način tvore nosivi stup. Pri tome je bitno da se sila kod podizanja prenosi preko

površine spojnice, a ne svornjaka. Na taj način se spriječava trošenje svornjaka i potreba za učestalim podmazivanjem.



Slika 2.32: Konstrukcijska izvedba mehanizma s jednim lancem



Slika 2.33: Podizna platforma pogonjena mehanizmom s lancem

Druga izvedba se sastoji od dva sučeljena lanca, pogonjena lančanicama. Lanci prolaskom kroz vodilicu dolaze u međusobni zahvat (slično "patent" zatvaraču), te tvore čvrsti stup. Podiznu platformu sa škarastim mehanizmom i pogonom s lancem prikazuje slika 2.34.



Slika 2.34: Podizna platforma pogonjena mehanizmom s dva sučeljena lanca

Kod obje izvedbe nastali stup djeluje u oba smjera, odnosno može gurati i povlačiti platformu, a prednost pred pogonom hidrauličkim cilindrom, kod škarastog mehanizma, je manja pogonska sila (odnos potrebne radne sile i nosivosti približno 1). Time se rasterećuju škarasti mehanizam, odnosno nosiva konstrukcija i ležajevi. Mehanizam omogućava velike operativne brzine i kratak period ponavljanja operacija uz precizno pozicioniranje platforme, te se stoga primjenjuju u industrijskim proizvodnim sustavima sa pokretnom trakom kao npr. u autoindustriji (neki od proizvođača koji koriste podizne platforme sa škarastim mehanizmom i spomenutom vrstom pogona su Audi, BMW, Daimler, Ford, Peugeot, Porsche). Nosivosti su do 10000 kg, a visine dizanja do 7000 mm.

2.2.4. Ručni pogon

Uglavnom je to hidraulički ručni pogon pri čemu se potreban tlak ulja potreban za podizanje platforme ostvaruje nogom pokretanom pumpom. Spuštanje tereta odvija uslijed djelovanja sile teže otvaranjem ventila. Iako prema [1] nosivost ručnog hidrauličkog pogona može biti i do ≈ 350 t, uz visinu dizanja do ≈ 160 mm, kod podiznih platformi nosivosti su uglavnom kreće do 2000 kg i visinom dizanja do ≈ 1300 mm. Slika 2.35 prikazuje najčešće korištenu izvedbu podizne platforme sa ručnim pogonom i pokretnim postoljem.



Slika 2.35: Ručni pogon podizne platforme

2.2.5. Samopodesive podizne platforme

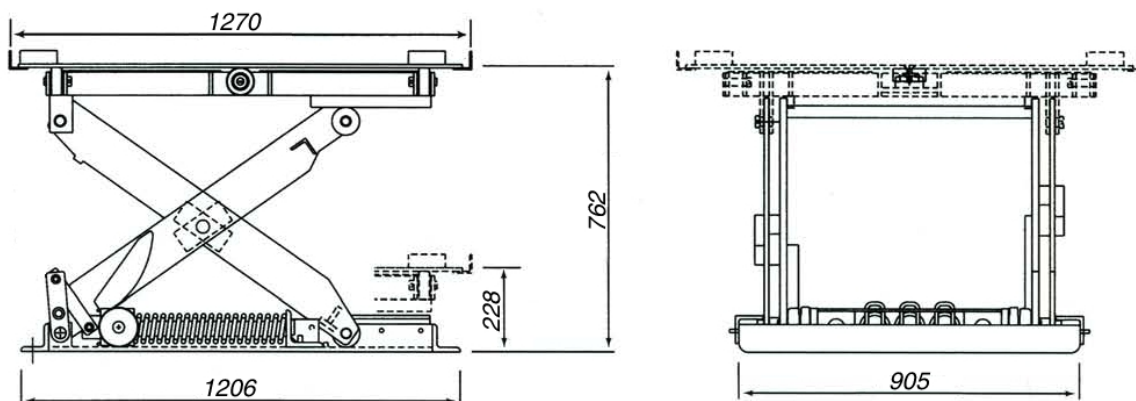
Samopodesive podizne platforme (slika 2.36) se podižu ili spuštaju ovisno o promjeni opterećenja. Za podizanje i spuštanje se ne koriste hidraulički, pneumatski i elektromotorni pogoni, već se rad potreban za promjenu visine dobave dobiva iz promjene potencijalne energije opruga (podizanje platforme ostvaruje uslijed djelovanja sile u opruzi, odnosno rada koji ona vrši uslijed promjene pot. en). To je i glavna



Slika 2.36: Samopodesiva podizna platforma

prednost ovakve izvedbe u slučaju nedostupnosti ostalih oblika energije, pored ekonomske isplativosti zbog niskih troškova upuštanja u rad i korištenja. Nedostatak ovakve izvedbe što je najprikladnija za rukovanje jediničnim (grupnim) teretima, tj. paletiziranim teretima jednakih dimenzija i masa. Maksimalna nosivost samopodesive podizne platforme iznosi ≈ 2000 kg.

Podizna platforma se sastoji od rotirajuće platforme, škarastog mehanizma i opružnog sistema smještenog u postolju stroja. Osnovne dimenzije prikazuje slika 2.37.



Slika 2.37: Osnovne dimenzije samopodesive podizne platforme

Rotirajuća platforma je u sredini oslonjena na aksijalni ležaj, dok se rubovi platforme oslanjaju na kotačiće sa radijalnim ležajevima. Opružni sistem čine pet paralelno spojenih tlačnih opruga i poprečni okvir zglobno povezan sa postoljem i osloncem opruga (preko spreznog člana). Pomoću poprečnog okvira je spriječeno zakretanje oslonca oko vertikalne osi koje može nastati u slučaju eventualnih razlika u konstantama krutosti opruga. Za različite nosivosti potrebna visina platforme se podešava umetanjem ili vađenjem zatika (slika 2.38). Na taj način može se mijenjati broj korištenih opruga (od 2 do 5) bez vađenja preostalih opruga. Opruge su ugrađene oko vodilica kako uslijed loma ne može doći do ispadanja opruge i nekontroliranog pada platforme.



Slika 2.38: Podešavanje potrebne nosivosti vađenjem ili umetanjem U-zatika

2.3. PODJELA PREMA PODRUČJU PRIMJENE

Standardne podizne platforme, odnosno podizne platforme iz uobičajenog raspona proizvoda proizvođača dobavnih sredstava, konstruirane su za različite nosivosti, visinu dobave, vrste tereta itd. Primjenom ranije spomenutih dodatnih naprava postaju svestrano tehničko sredstvo dobavne tehnike i kao takve pokrivaju široko područje primjene.

Općenito se podizne platforme prema području primjene mogu svrstati u slijedeće skupine:

- Podizne platforme za primjenu u industrijskim proizvodnim sustavima. Najčešće se koriste podizne platforme sa jednostrukim škarastim mehanizmom (visine dizanja do ≈ 1600 mm) i elektrohidrauličkim pogonskim sustavom (hidraulički cilindar i pumpa pogonjena elektromotorom) (slika 2.39). Od ostalih izvedbi koriste se tandem i dvostruki škarasti mehanizmi, a kao



Slika 2.39: Poslužna platforma

pogonski sustavi pneumatski sa zračnim jastucima i elektromotorni s mehaničkim prijenosnicima snage. Podizne platforme iz ove skupine su nosivosti do ≈ 10000 kg.

Osim za premošćivanje razlika u visinama prilikom rukovanja materijala (rukovanje materijala obuhvaća tehniku, tehnologiju i organizaciju transporta, pretovara, skladištenja i pakiranja materijala), posluživanja strojeva i sl., druga važna funkcija podizne platforme je omogućiti ergonomski pravilno postavljanje tereta (neko proizvoda, alata i sl.), čime se sprječava pojava umora, fizičkog napora i ozljeda radnika, odnosno stvara sigurnije radno okruženje, te poboljšava produktivnost. Zamjena ručnog rukovanja teretom sa mehaniziranim (npr. korištenjem podiznih platformi) obvezna je za dizanje tereta težine više od 300 N (150 N za žene), kod svakodnevnog transporta materijala na udaljenosti više od 15 m, ako se svakodnevno transportira ista vrsta materijala, te ako se rukuje materijalom opasnim za zdravlje i okoliš.

- Pretovarne podizne platforme (slika 2.40). Koriste se za transfer tereta između pretovarne stanice i nosivih ploha prometnih sredstava (kamioni, prikolice i sl.). Većinom su to hidraulički pogonjene niskoprofilne podizne platforme (izvedene i kao prijenosne) ili podizne platforme ugrađene u rupi, sa jednostrukim škarastim mehanizmom. Dodatno su opremljene zaštitnom ogradom i zglobno pričvršćenom pristupnom rampom ili pločama. Ovisno o proizvođačima, visine dizanja su do ≈ 1600 mm, a nosivosti do ≈ 10000 kg.



Slika 2.40: Pretovarna radna platforma



Slika 2.41: Podizna platforma nosivosti 55t za rukovanje čeličnim pločama

- Podizne platforme velikih nosivosti (slika 2.41). To su hidraulički pogonjene podizne platforme sa tandem ili višestrukim paralelnim škarastim mehanizmima nosivosti do ≈ 60000 kg.
- Podizne platforme velikog dohvata (slika 2.42). Najčešće se koriste kao teretna dizala (npr. u skladištima) sa višestrukim škarastim mehanizmima, ugrađenim u rupi ili izravno na podlogu. Radi sigurnosti su obavezno su



Slika 2.42: Podizna platforma nosivosti 2.7 t i visine dizanja 7m

opremljene zaštitnim ogradama i vratima. Visina dizanja iznosi do ≈ 10000 mm, a nosivosti do ≈ 3000 kg.

- Radioničke podizne platforme (slika 2.43). Uobičajeno se upotrebljavaju hidraulički pogonjene niskoprofilne podizne platforme sa pokretnim postoljem ili pričvrćene izravno za podlogu. Visina dizanja kod većine proizvođača ne prelazi 2000 mm, a nosivosti 5000 kg.



Slika 2.43 Radionička podizna platforma

- Radne platforme. Uptrebljavaju se ako pristup radnom mjestu nije moguć na neki drugi način ili je nepraktičan. Ovu skupinu uglavnom čine hidrauličke podizne platforme sa dvostrukim ili višestrukim škarastim mehanizmima i pokretnim postoljima pogonjenim motorom sa unutrašnjim izgaranjem (slika 2.44) ili elektrohidraulički. Platforma može biti izvedena sa mogućnošću zakretanja ili proširenja radne površine radi lakšeg pristupa radnom mjestu, a obavezno je opremljena zaštitnom ogradom. Da bi se osigurala stabilnost i horizontalan položaj postolja na neravnim terenima, postolje je opremljeno dodatnim osloncima. Visine dizanja su do ≈ 18 m, a nosivost do ≈ 1000 kg.

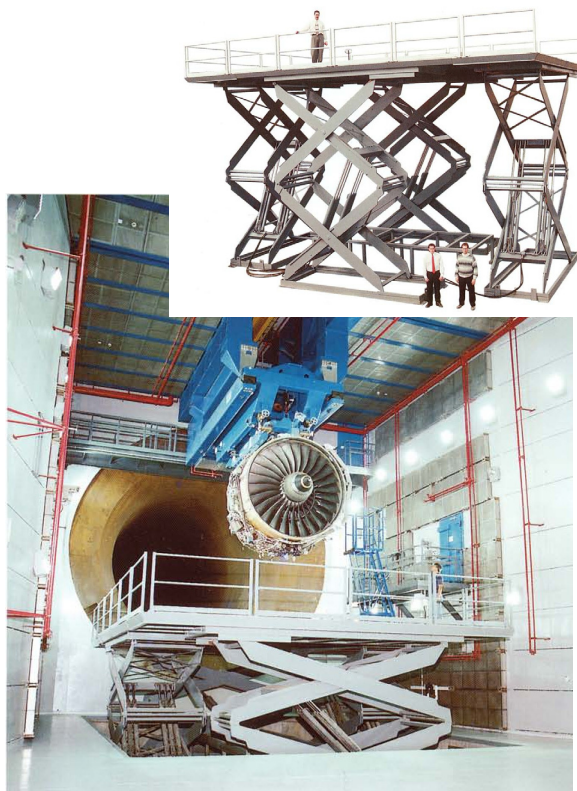


Slika 2.44: Radna platforma za primjenu na neravnim terenima

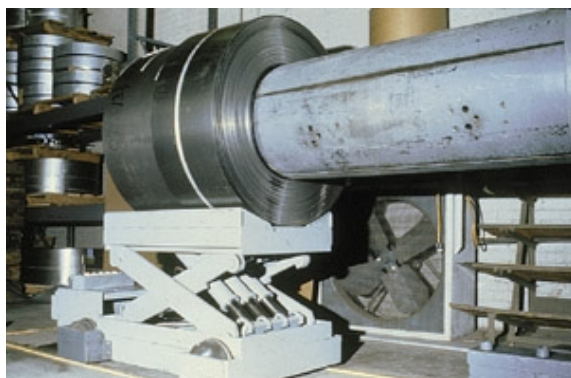
Ako ne postoji mogućnost primjene "standardnih" podiznih platformi, iste se konstruiraju prema jedinstvenim zahtjevima za specifična područja primjene. Neki od njih prikazani su na sljedećim slikama.



Slika 2.45: Podizna platforma za montažu/demontažu turbina u hidroelektrani



Slika 2.46: Podizna platforma za pozicioniranje osoblja i opreme u postrojenju za testiranje avionskih motora



Slika 2.47: Pokretna poslužna podizna platforma nosivosti do 20t za namotaje čeličnih traka



Slika 2.48: Podizna platforma za ugradnju kotača na željeznička vozila



Slika 2.49: Podizne platforme od nehrđajućeg čelika



Slika 2.50: Podizna platforma dužine 16m za popravak željezničkih vagona



Slika 2.51: Podizna platforma prilagođena za balansiranje helikopterskih elisa



Slika 2.52: Pokretna podizna platforma dužine 9m i visine dizanja 4m za utovar/istovar aviona



Slika 2.53: Kamionska podizna platforma nosivosti 550kg za utovar/istovar aviona

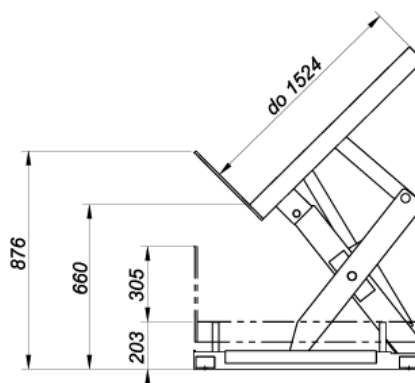


Slika 2.54: Kamionska radna platforma nosivosti 1000kg za inspekciju i održavanje aviona

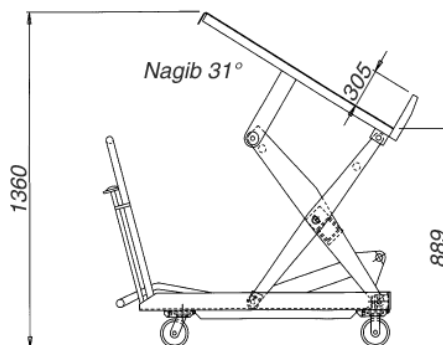
Osim gore prikazanih zanimljive su i izvedbe podiznih platformi sa istovremenim podizanjem i zakretom platforme (bez dodatne naprave za nagib platforme).



Slika 2.55: Elektro-hidraulička podizna platforma nosivosti do 2700kg



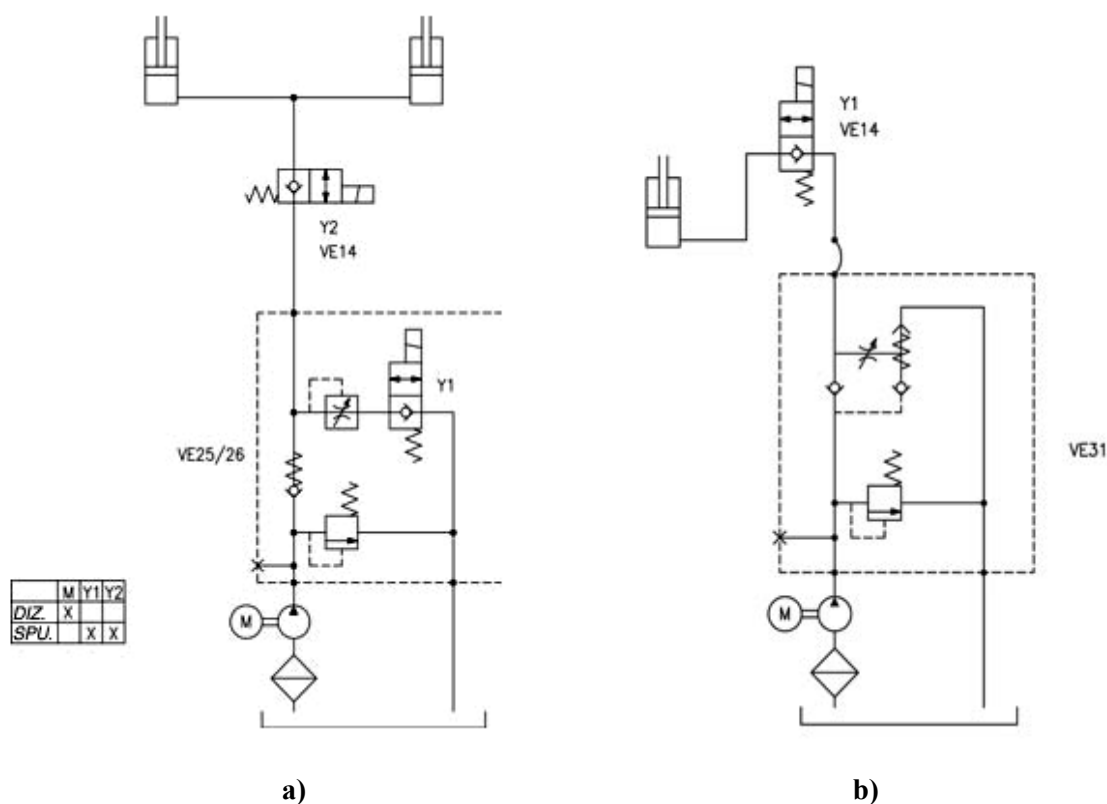
Slika 2.56: Podizna platforma nosivosti 300kg pogonjena nožnom pumpom



3. ANALIZA PODIZNIH PLATFORMI SA ŠKARASTIM MEHANIZMOM

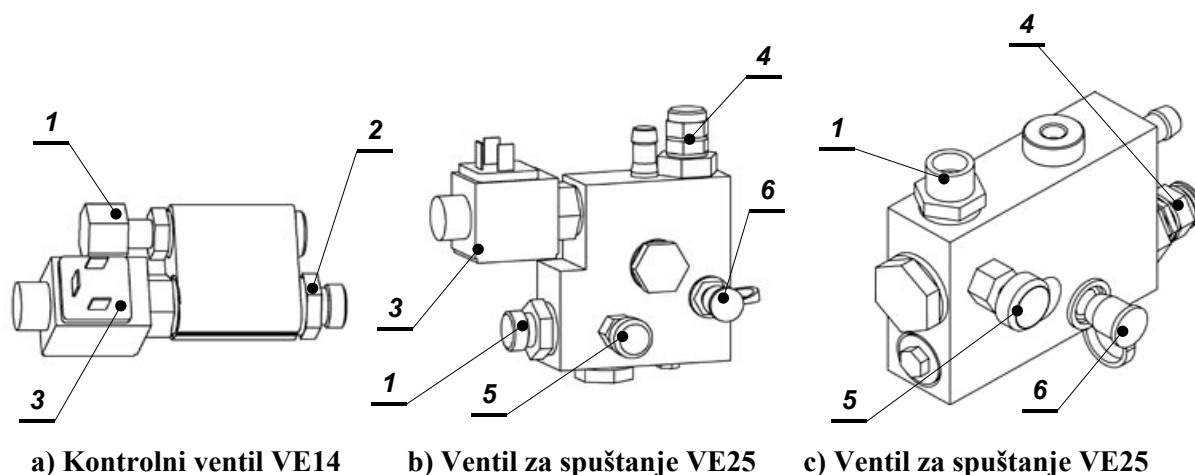
Kako bi se istražio utjecaj promjene položaja hvatišta radnog cilindra na kinematiku platforme i potrebnu radnu silu u cilindru, konstruirane dvije poslužne podizne platforme (sa jednim i dva škarasta mehanizma), te jedna mobilna radna platforma (s tri škarasta mehanizmom). Osim zadanih zahtjeva na visinu dohvata i nosivost, konstrukcijom se težilo postići što manja visina u spušenom položaju. Odabir položaja hvatišta radnog cilindra određen je prostorom ograničenim konstrukcijskom izvedbom, te veličinom radnog cilindra poput najmanje ugradbene duljine, najveće izvučene duljine i najveće radne sile. Kod mobilne radne platforme postolje je predviđeno za ugradnju pogonskog i upravljačkog sustava, te dodatnih utega radi stabilnosti i sprječavanja prevrtanja. Ono također ograničava veličinu prostora za promjenu ugradbenog položaja radnog cilindra.

Pogon konstruiranih podiznih platformi sa škarastim mehanizmom je elektro-hidraulički, što je ujedno i najčešća vrsta pogona. Kod prve dvije izvedbe podizanje se izvodi s dva cilindra (slika 3.1a), a kod posljednje izvedbe s jednim cilindrom (slika 3.1b).



Slika 3.1: Shema elektro-hidrauličkog pogona

Kao što je spomenuto u poglavlju o pogonskim sustavima elektro-hidraulički pogon se sastoji od hidrauličke pumpe pogonjene elektromotorom, hidrauličkog cilindra, spremnika fluida, cjevovoda, ventila (slika 3.2) i upravljačke elektronike.



Slika 3.2: Prikaz ventila iz shema elektro-hidrauličkog pogona. 1 priključak prema cilindru, 2 priključak prema spremniku, 3 elektromagnetska zavojnica, 4 regulator maksimalnog tlaka, 5 regulator brzine spuštanja, 6 priključak za manometar

Pritiskom na tipku za podizanje, pumpa pogonjena elektromotorom pumpa fluid iz spremnika u cilindar, a nastali tlak u cilindru dovodi do gibanja klipa. To gibanje se preko škarastog mehanizma pretvara u dizanje platforme. Kontrolni ventil (slika 3.2a) između pumpe i cilindra sprječava povrat fluida natrag u spremnik, te na taj način osigurava željenu visinu platforme nakon prestanka rada pumpe i sprječava nekontrolirani pad platforme uslijed gubitka energije.

Tijekom spuštanja pumpa ne radi, već se otvaranjem elektromagnetski upravljano ventila (pritiskom na tipku za spuštanje) fluid istiskuje natrag u spremnik djelovanjem tlaka u cilindru, nastalog od težine platforme i tereta. Željena brzina spuštanja ostvaruje se regulacijom protoka na ventilu za spuštanje (slika 3.2b i slika 3.2c).

3.1. ANALIZA POSLUŽNIH PLATFORMI SA ŠKARASTIM MEHANIZMOM

Dimenzije analiziranih postolja i platforme poslužnih platformi, te udaljenost krajnjih zglobova članova škarastog mehanizma su, za obje izvedbe, jednake. Nosivost je također jednaka za obje izvedbe i iznosi

$$Q = 1000 \text{ kg.}$$

Pri tome je teret jednoliko raspoređen po nosivoj plohi. Visina dizanja poslužne platforme s jednim škarastim mehanizmom je

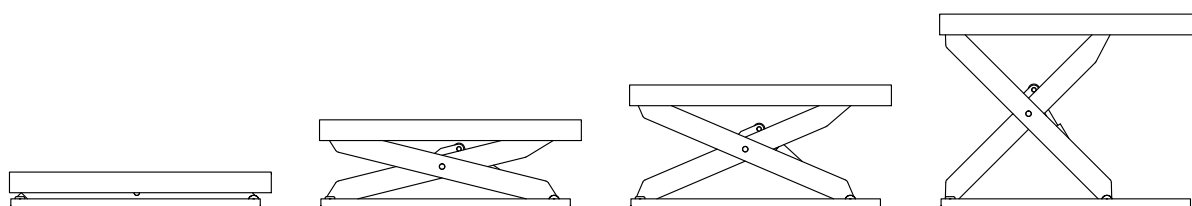
$$z = 1400 \text{ mm,}$$

a s dva škarasta mehanizma

$$z = 2800 \text{ mm.}$$

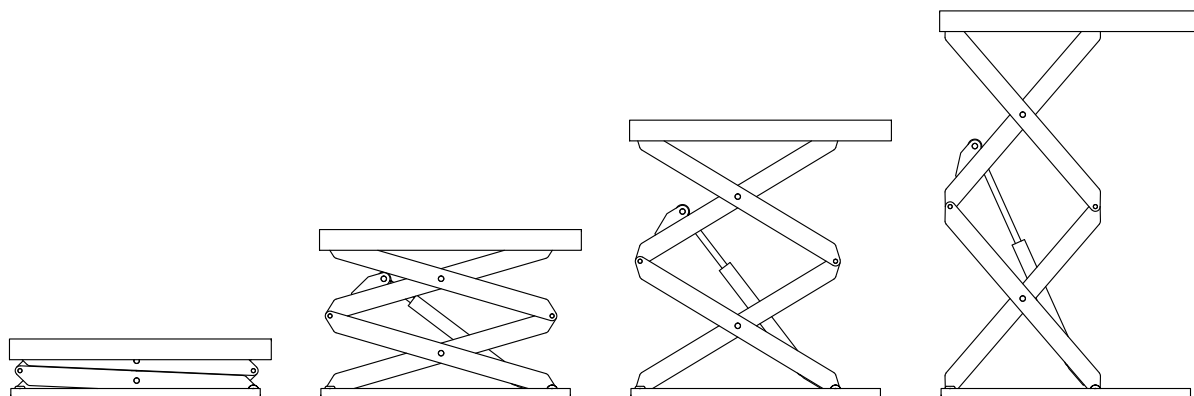
Analiza je provedena pri podizanju platforme i kod konstantne brzine izvlačenja radnog cilindra, koja je za sve promatrane položaje hvatišta jednakog iznosa. Brzina dizanja iznosi 20 mm/s, što je prosječni iznos brzine za taj tip podiznih platformi sa škarastim mehanizmom. Tijekom podizanja je promatrana kontinuirana promjena brzine i ubrzanja platforme, te radne sile cilindra, a iz dobivenih podataka izdvojeni su iznosi u početnom i krajnjem položaju platforme.

Slika 3.3 prikazuje gibanje poslužne platforme s jednim škarastim mehanizmom za visine platforme $z = 250 \text{ mm}$, $z = 633 \text{ mm}$, $z = 886 \text{ mm}$ i $z = 1400 \text{ mm}$.



Slika 3.3: Prikaz gibanja poslužne platforme s jednim škarastim mehanizmom

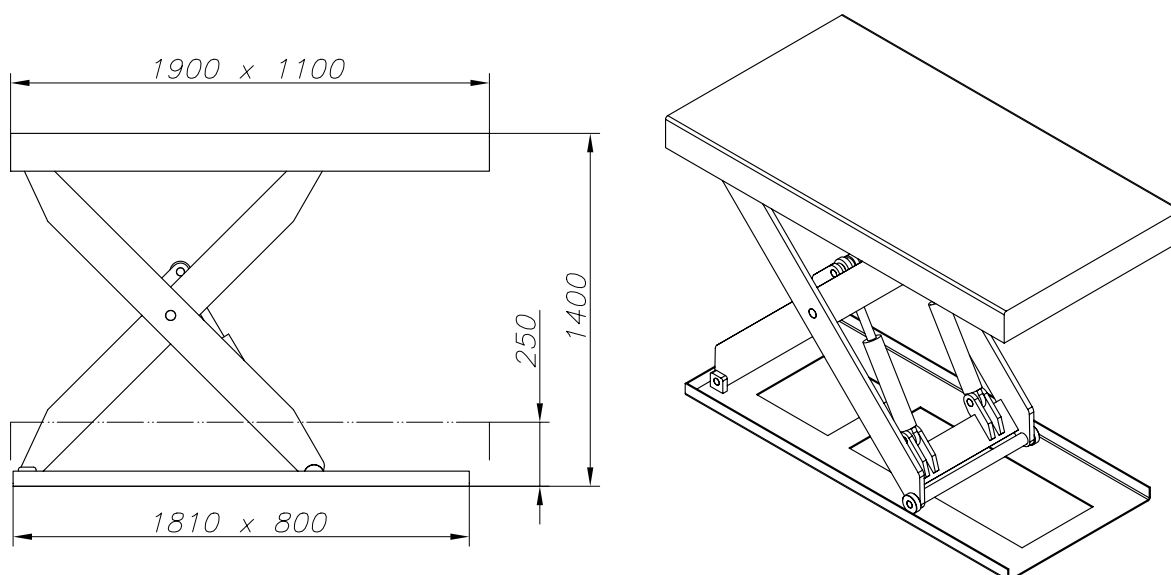
Slika 3.4 prikazuje gibanje poslužne platforme s dva škarasta mehanizma za visine platforme $z = 419 \text{ mm}$, $z = 1213 \text{ mm}$, $z = 2007 \text{ mm}$ i $z = 2800 \text{ mm}$.



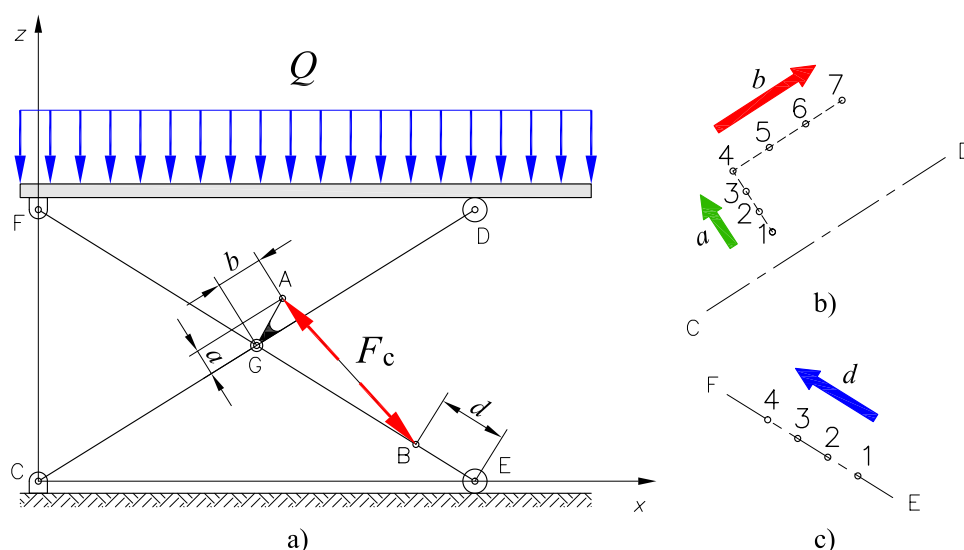
Slika 3.4: Prikaz gibanja poslužne platforme s dva škarasta mehanizma

3.1.1. Poslužna platforma s jednim škarastim mehanizmom

Osnovne dimenzije poslužne platforme s jednim škarastim mehanizmom, te izometrijska projekcija trodimenzionalnog modela korištenog za numeričku analizu prikazani su na slici 3.5.



Slika 3.5: Osnovne dimenzije i izometrijska projekcija 3D modela poslužne platforme s jednim škarastim mehanizmom



Slika 3.6: a) Kinematička struktura poslužne platforme s jednim škarastim mehanizmom. b) Promjena položaja točke A. c) Promjena položaja točke B.

Pri promjeni položaja točke A hvatišta sile cilindra F_c , stupnjevito su mjenjane slijedeće veličine:

- Duljina a u smjeru okomitom na os nosača \overline{CD} , s korakom 15 mm.
- Duljina b u smjeru osi nosača \overline{CD} , s korakom 40 mm.

Odgovarajući iznosi duljina za različite položaje točke A poslužne platforme s jednim škarastim mehanizmom (mjereno od točke G na slici 3.6 a) su prikazane u tablici 3.1. Početni položaj točke A numeriran je sa **1**. Zatim slijede položaji **2**, **3** i **4**, u smjeru okomitom na os nosača \overline{CD} , te (počevši od položaja **4**), položaji **5**, **6** i **7**, u smjeru duž osi nosača \overline{CD} (slika 3.6 b).

Tablica 3.1: Položaji točke A hvatišta radnog cilindra poslužne platforme s jednim škarastim mehanizmom

Položaj točke A	Duljina a , mm	Duljina b , mm
1	50	70
2	65	70
3	80	70
4	95	70
5	95	110
6	95	150
7	95	190

Pri promjeni položaja točke B hvatišta sile cilindra F_c , stupnjevito je mjenjana

- Duljina d u smjeru osi nosača \overline{EF} , s korakom 75 mm.

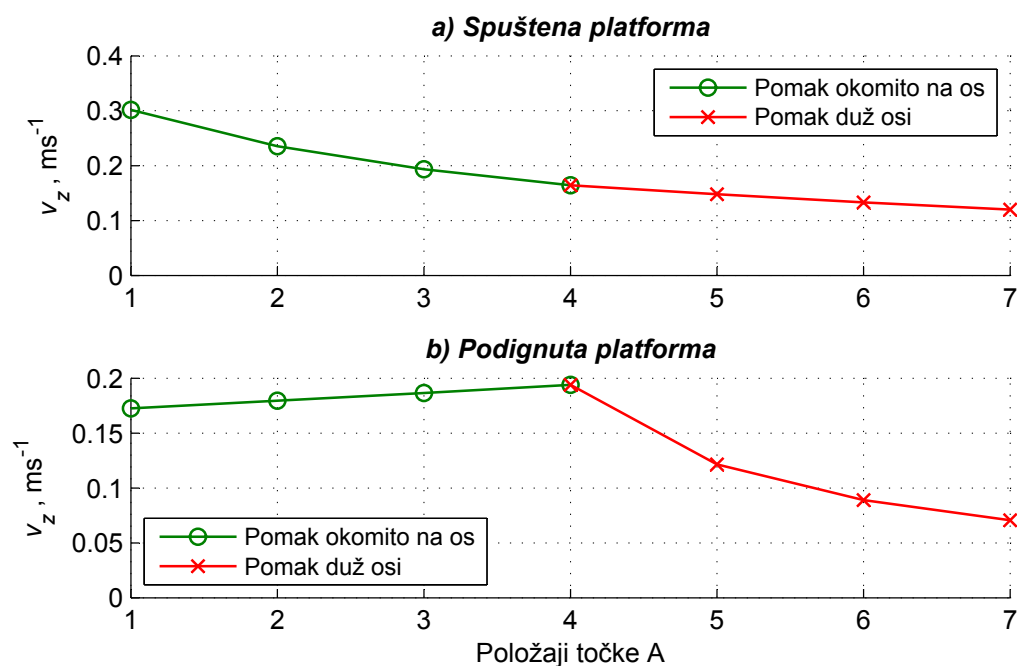
Odgovarajući iznosi duljina za različite položaje točke B poslužne platforme s jednim škarastim mehanizmom (mjereno od točke E na slici 3.6 a) su prikazane u tablici 3.2. Pri tome je početni položaj točke B numeriran sa **1**, a poklapa se s osi rotacije zgloba E. Zatim, u smjeru osi nosača \overline{EF} , slijede položaji numerirani s **2, 3, 4** (slika 3.6 c).

Tablica 3.2: Položaji točke B hvatišta radnog cilindra poslužne platforme s jednim škarastim mehanizmom

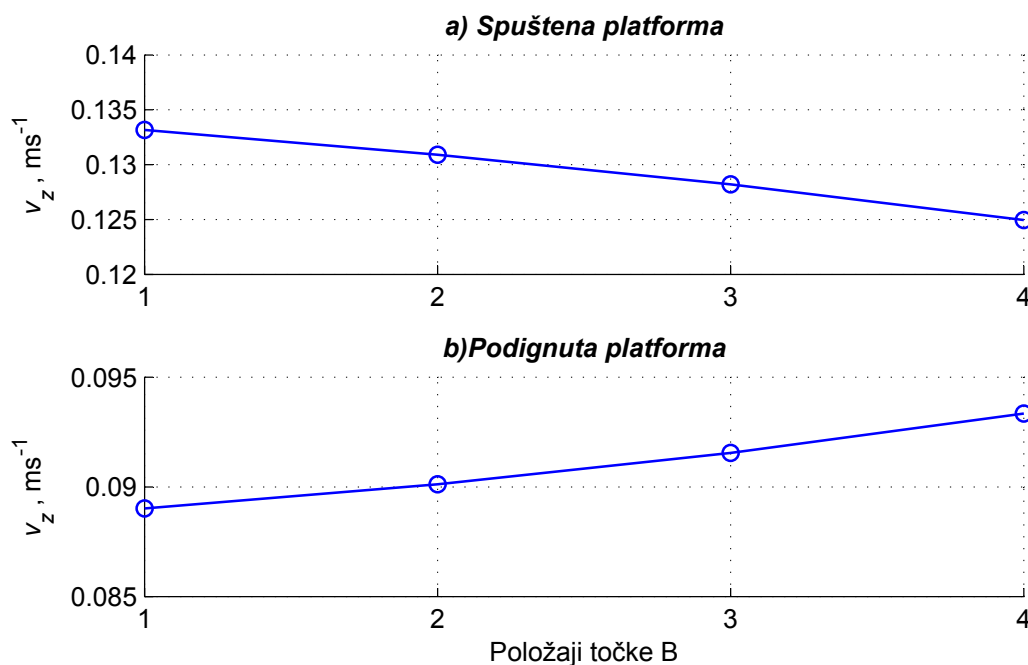
Položaj točke B	Duljina d , mm
1	0
2	75
3	155
4	230

Rezultati analize, za različite položaje hvatišta (prema tablici 3.1 i tablici 3.2) radnog cilindra, prikazani su na dijagramima, slika 3.7 do slike 3.12. Prikazuju iznose promatranih veličina, odnosno brzine, ubrzanja i radne sile ta različite položaje hvatišta radnog cilindra (numeriranim kako je ranije objašnjeno) u početnom i krajnjem položaju platforme.

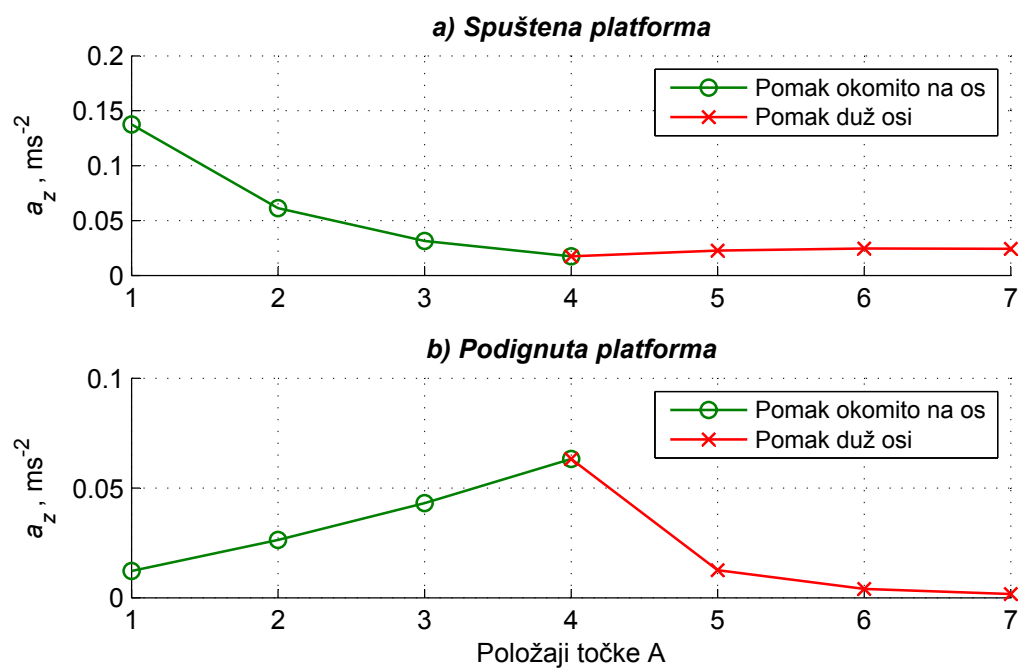
Treba napomenuti, da su na jednaki način prikazani rezultati za sve analizirane podizne platforme



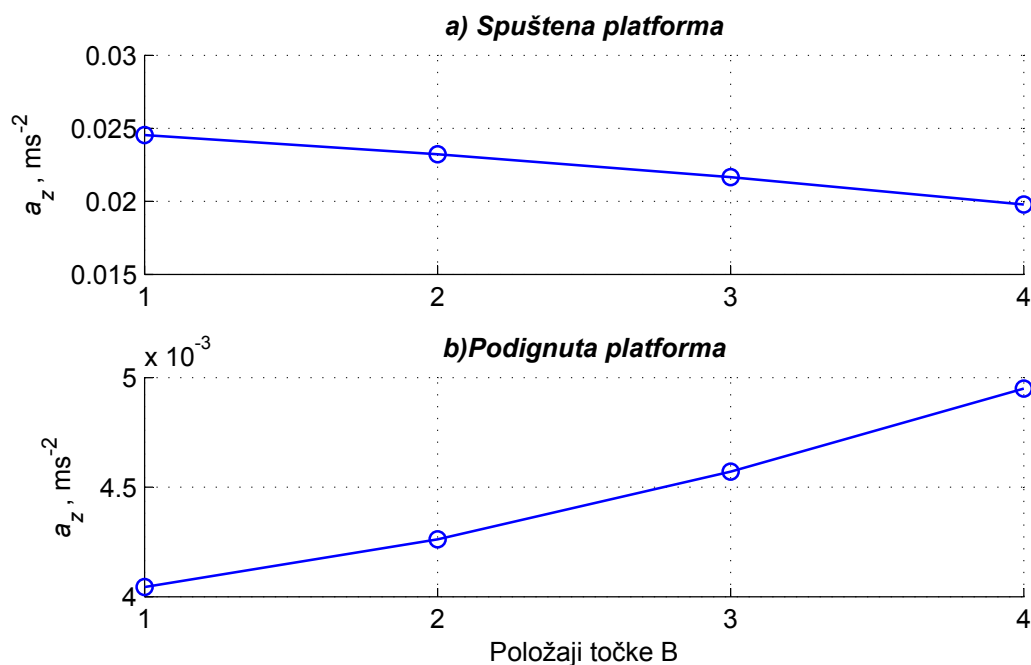
Slika 3.7: Utjecaj položaja točke A hvatišta cilindra na brzinu platforme, za poslužnu platformu s jednim škarastim mehanizmom



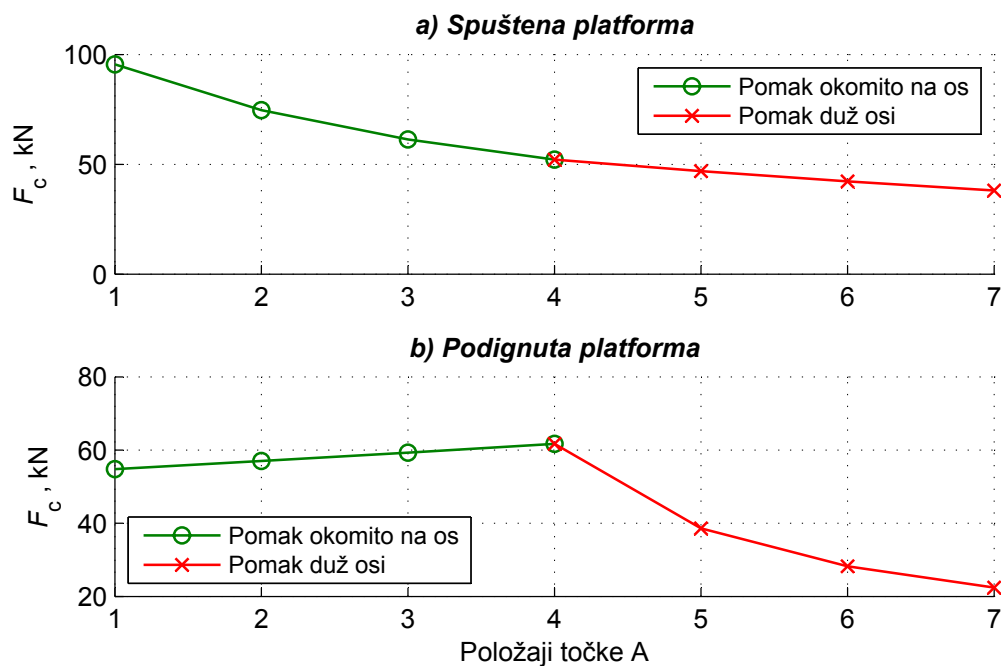
Slika 3.8: Utjecaj položaja točke B hvatišta cilindra na brzinu platforme, za poslužnu platformu s jednim škarastim mehanizmom



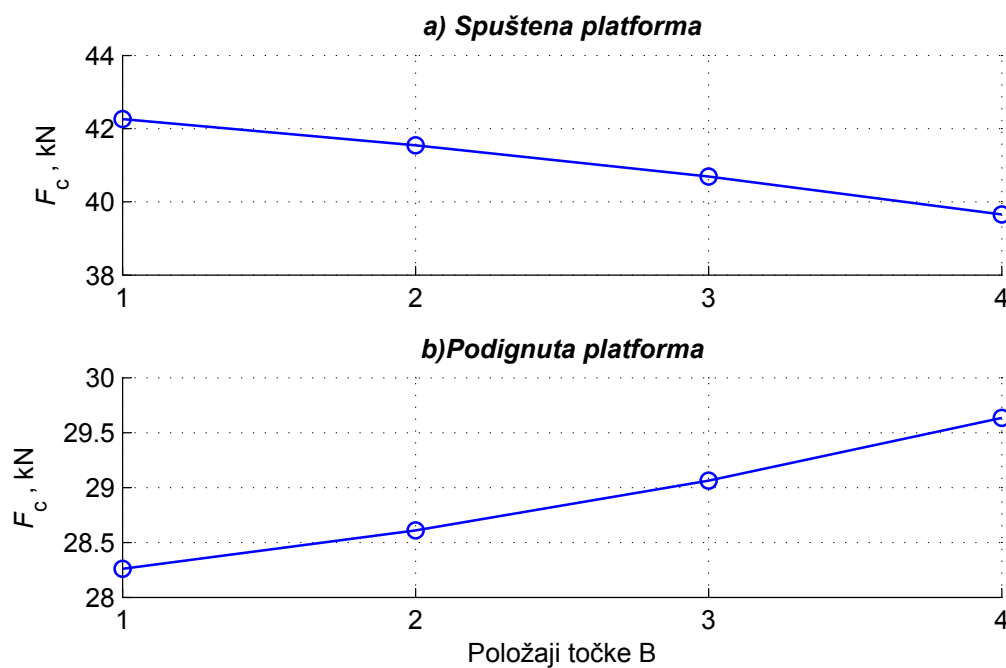
Slika 3.9: Utjecaj položaja točke A hvatišta cilindra na ubrzanje platforme, za poslužnu platformu s jednim škarastim mehanizmom



Slika 3.10: Utjecaj položaja točke B hvatišta cilindra na ubrzanje platforme, za poslužnu platformu s jednim škarastim mehanizmom



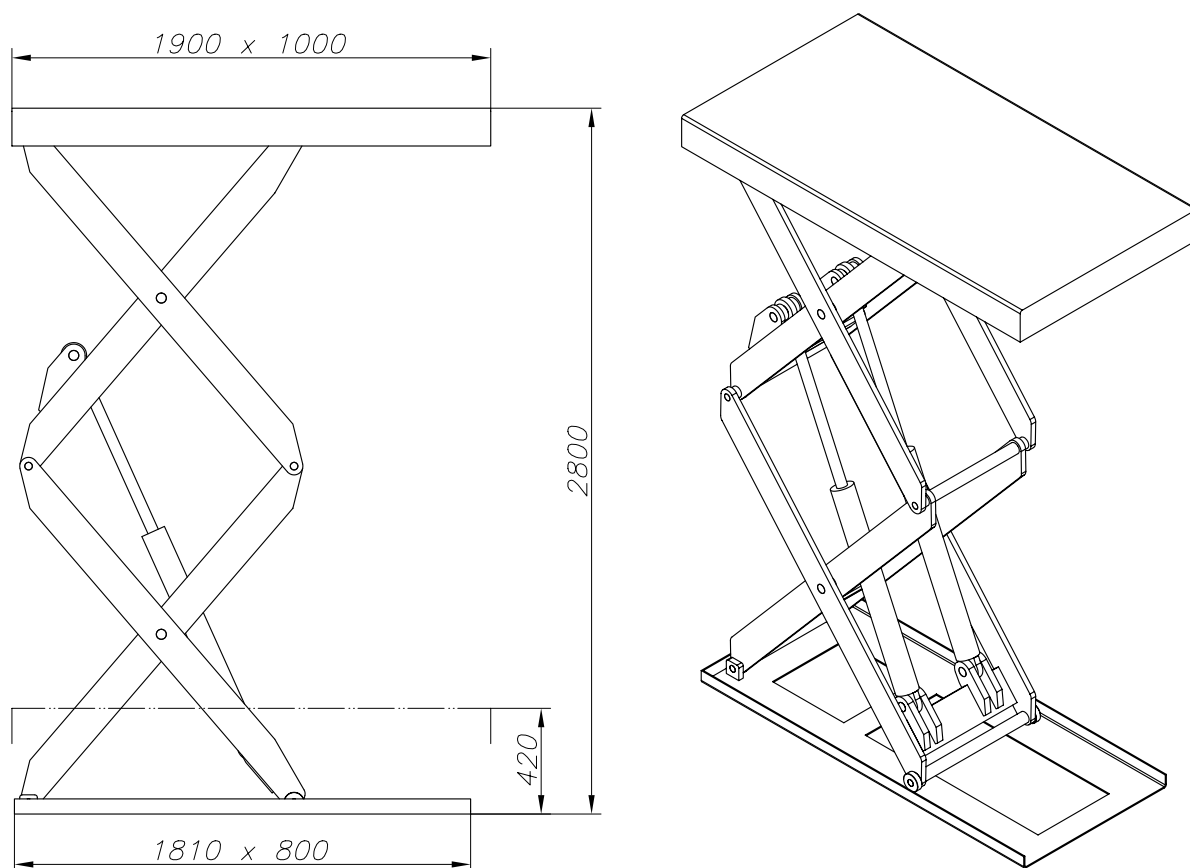
Slika 3.11: Utjecaj položaja točke A hvatišta cilindra na radnu silu cilindra poslužne platforme s jednim škarastim mehanizmom



Slika 3.12: Utjecaj položaja točke B hvatišta cilindra na radnu silu cilindra poslužne platforme s jednim škarastim mehanizmom

3.1.2. Poslužna platforma s dva škarasta mehanizma

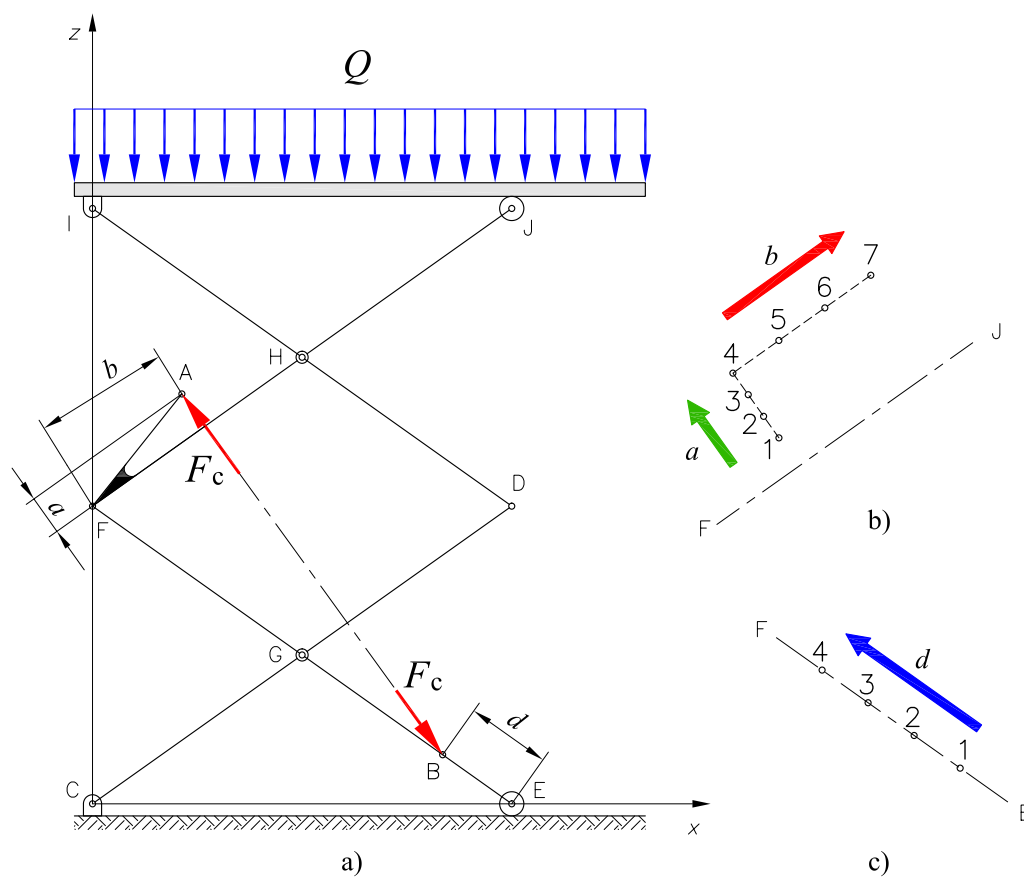
Izometrijski 3D model i osnovne dimenzije poslužne platforme s dva škarasta mehanizmom prikazuje slika 3.13.



Slika 3.13: Osnovne dimenzije i izometrijski 3D model poslužne platforme s dva škarasta mehanizma

Ovdje su također, kao i kod izvedbe s jednim škarastim mehanizmom, pri promjeni položaja točke A stupnjevito mijenjane:

- Duljina a u smjeru okomitom na os nosača \overline{FJ} , s korakom 25 mm
- Duljina b u smjeru osi nosača \overline{FJ} , s korakom 105 mm.



Slika 3.14: a) Kinematička struktura poslužne platforme s dva škarasta mehanizma. b) Promjena položaja točke A. c) Promjena položaja točke B.

Odgovarajući iznosi duljina za različite položaje točke A poslužne platforme s dva škarasta mehanizma (mjereno od točke F slika 3.14 a) su date u tablici 3.3.

Tablica 3.3: Položaji točke A hvatišta radnog cilindra poslužne platforme s dva škarasta mehanizma

Položaj točke A	Duljina a , mm	Duljina b , mm
1	75	240
2	100	240
3	125	240
4	150	240
5	150	345
6	150	450
7	150	555

Početni položaj točke A numeriran je sa 1. Zatim slijede položaji 2, 3 i 4, u smjeru

okomitom na os nosača \overline{FJ} , te (počevši od položaja 4), položaji 5, 6 i 7 u smjeru duž osi nosača \overline{FJ} (slika 3.14 b).

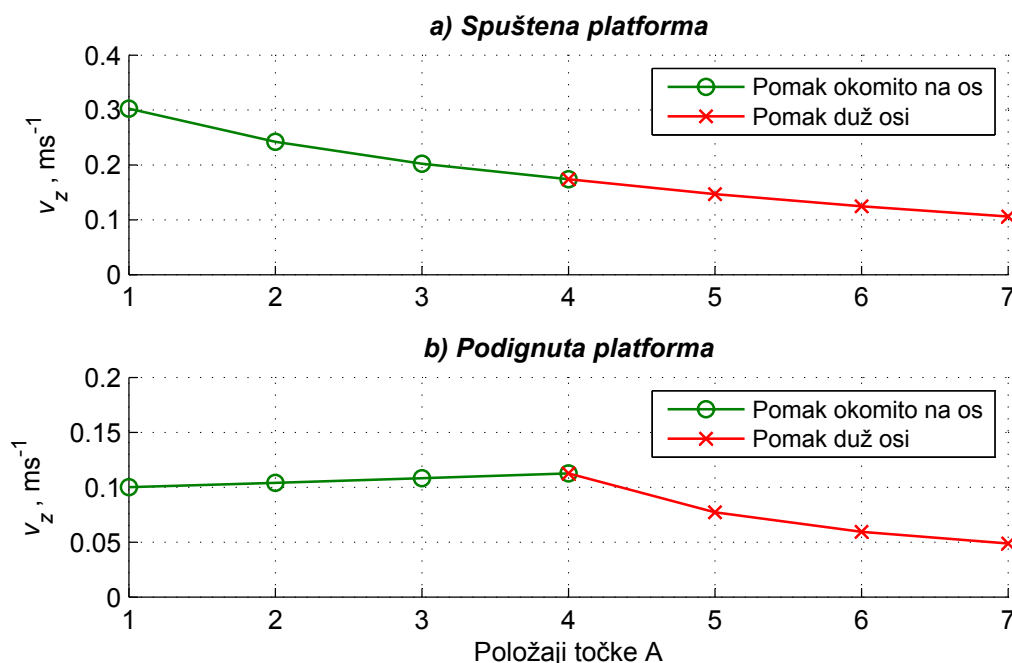
Pri promjeni položaja točke B hvatišta sile cilindra F_c , stupnjevito je mjenjana

- Duljina d u smjeru osi nosača \overline{EF} , s korakom 95 mm.

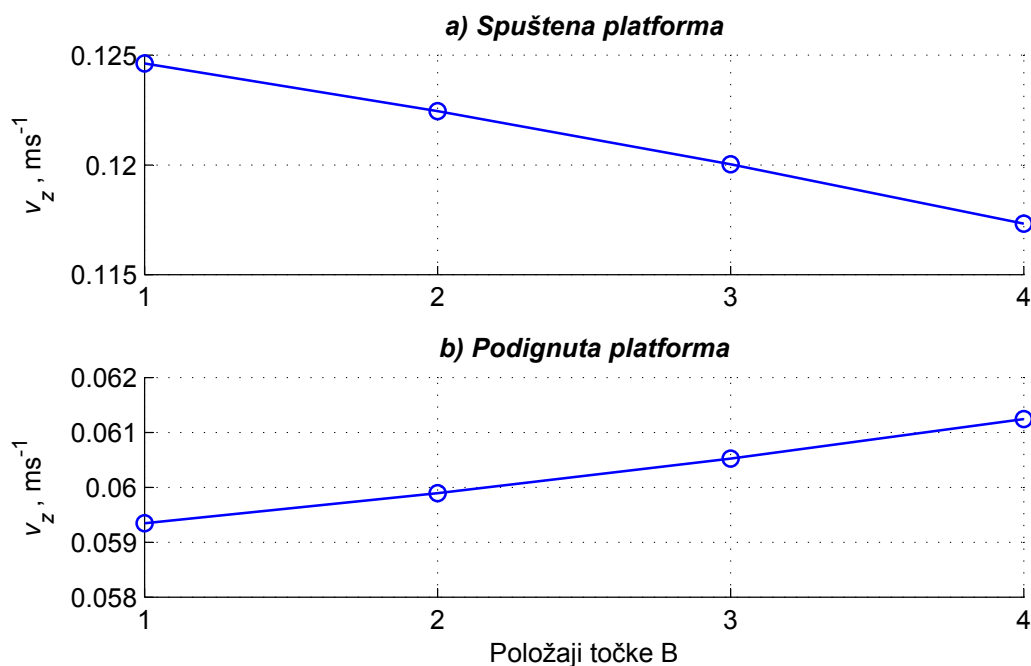
Odgovarajući iznosi duljina za različite položaje točke B (mjereno od točke E na slici 3.14 a) su prikazani u tablici 3.4. Početni položaj točke B numeriran je sa 1, a poklapa se s osi rotacije zgloba E. Zatim, udaljavajući se od točke E (u smjeru osi nosača \overline{EF}), slijede položaji numerirani s 2, 3, 4 (slika 3.14 c).

Tablica 3.4: Položaji točke B hvatišta radnog cilindra poslužne platforme s dva škarasta mehanizma

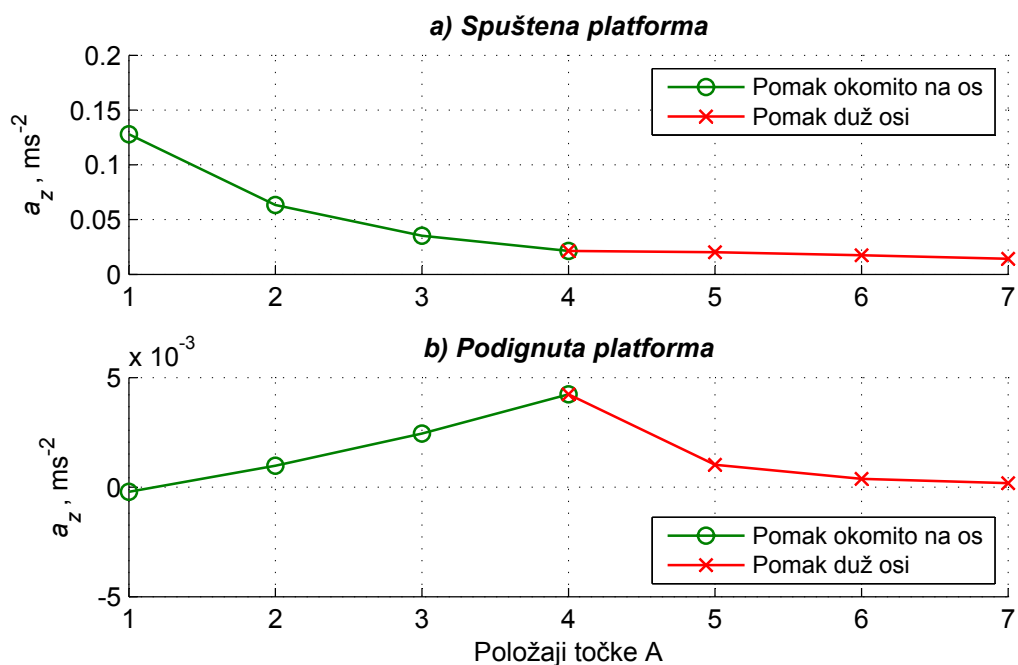
Položaj točke B	Duljina d , mm
1	0
2	95
3	185
4	280



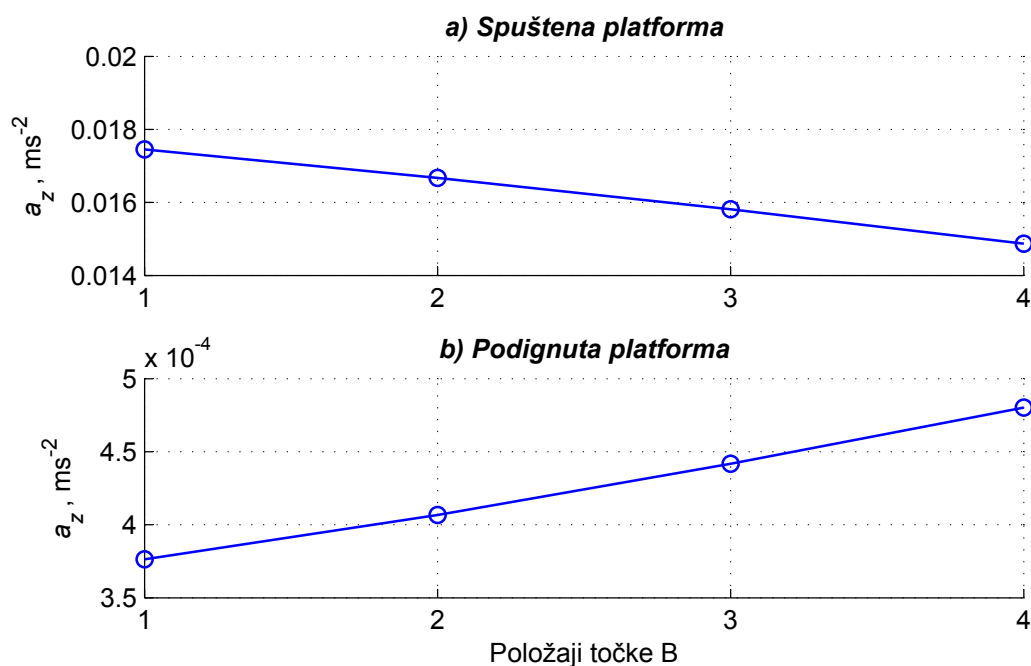
Slika 3.15: Utjecaj položaja točke A hvatišta cilindra na brzinu platforme, za poslužnu platformu s dva škarasta mehanizma



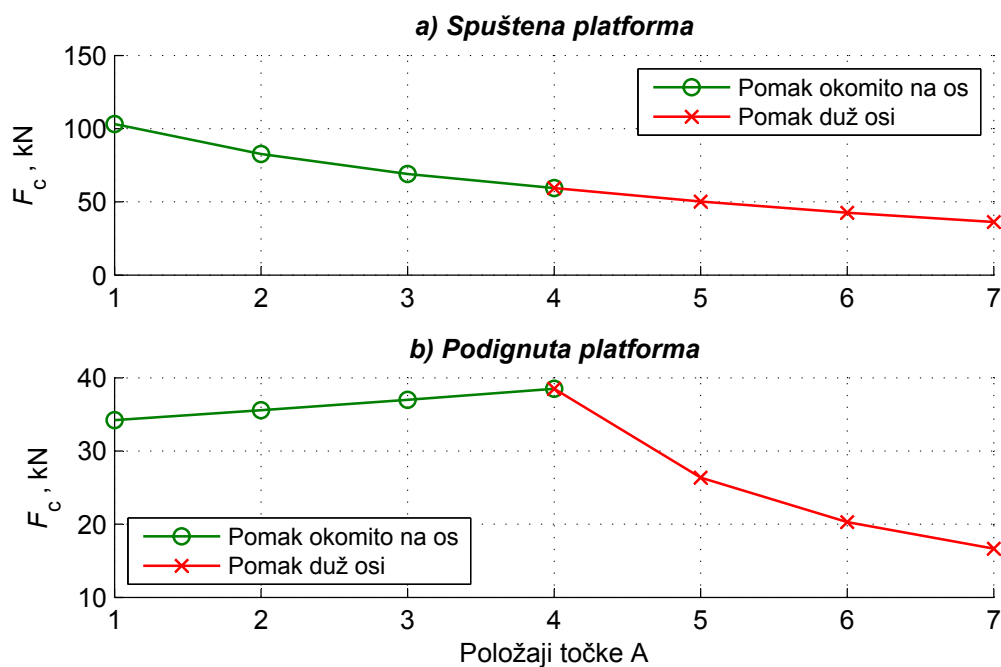
Slika 3.16: Utjecaj položaja točke B hvatišta cilindra na brzinu platforme, za poslužnu platformu s dva škarasta mehanizma



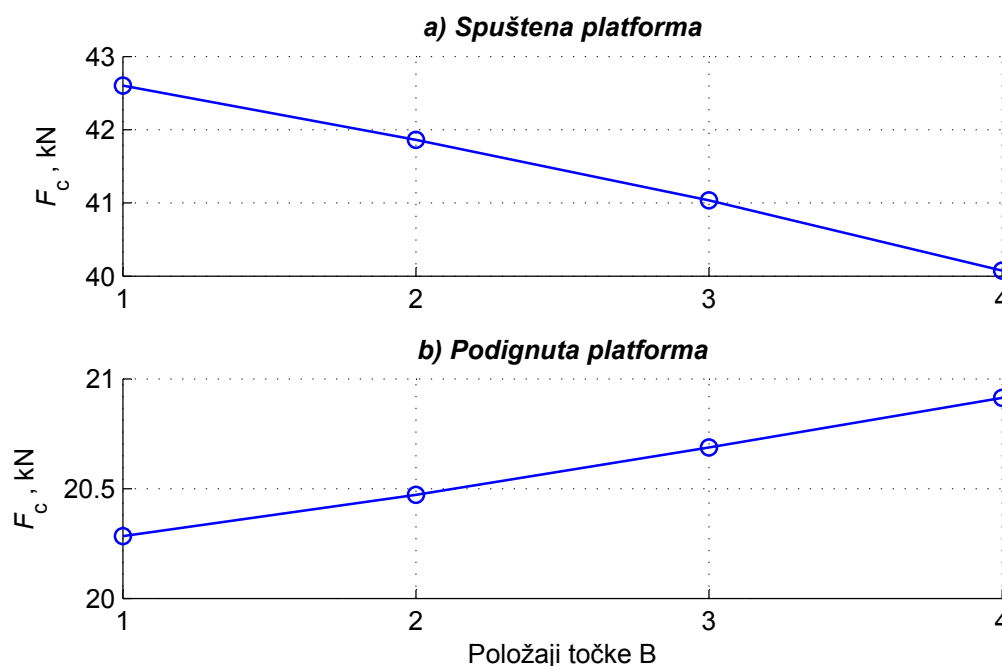
Slika 3.17: Utjecaj položaja točke A hvatišta cilindra na ubrzanje platforme, za poslužnu platformu s dva škarasta mehanizma



Slika 3.18: Utjecaj položaja točke B hvatišta cilindra na ubrzanje platforme, za poslužnu platformu s dva škarasta mehanizma



Slika 3.19: Utjecaj položaja točke A hvatišta cilindra na radnu silu cilindra poslužne platforme s dva škarasta mehanizma

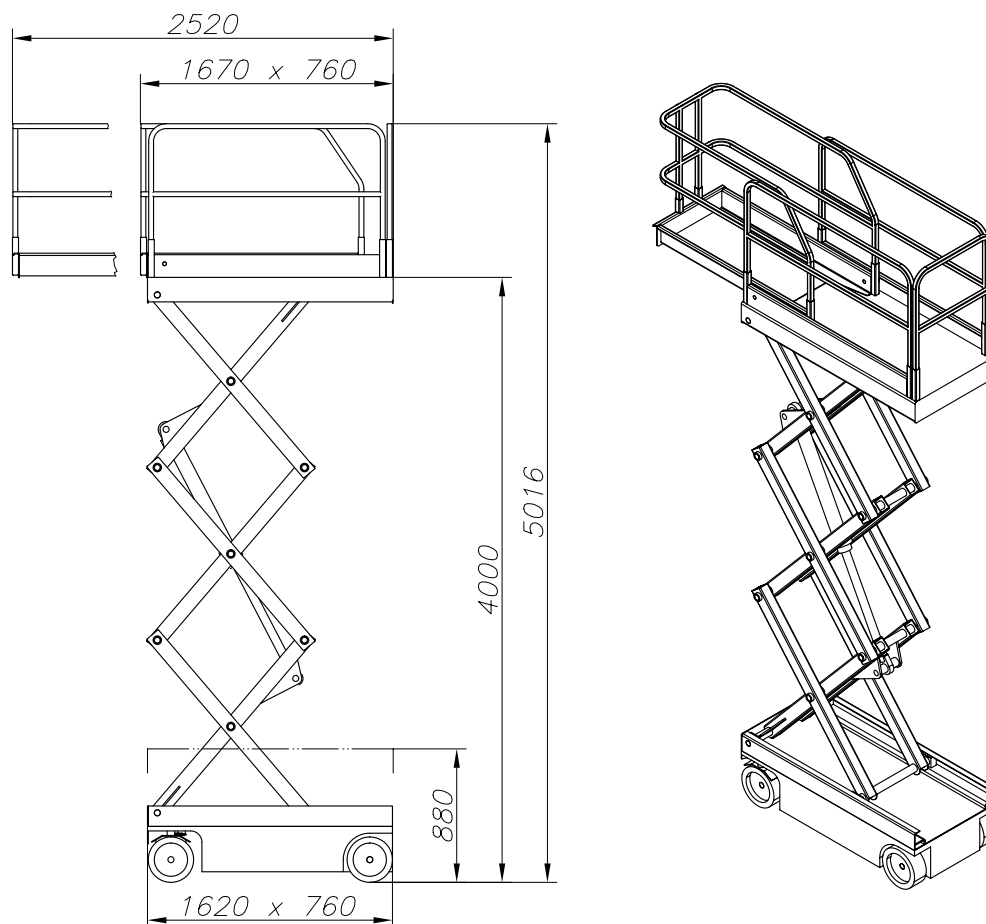


Slika 3.20: Utjecaj položaja točke B hvatišta cilindra na radnu silu cilindra poslužne platforme s dva škarasta mehanizma

3.2. ANALIZA RADNE PLATFORME SA ŠKARASTIM MEHANIZMOM

Kinematička i dinamička analiza radne platforme izvršena je na izvedbi s tri škarasta mehanizma. Izometrijsku projekciju 3D modela i osnovne dimenzije prikazuje slika 3.21.

Nosivost iznad postolja je 300 kg, a visina dizanja je 4000 mm. Teret je jednoliko raspodjelen po površini unutar zaštitne ograde. Kao i kod poslužnih platformi, analiza je provedena pri podizanju platforme i kod konstantne brzine izvlačenja radnog cilindra koja iznosi 30 mm/s, što je uobičajeni iznos brzine za slične radne platforme, jednake nosivosti i visine dizanja. I ovdje su promatrane kontinuirane promjene brzine i ubrzanja platforme, te radne sile cilindra tijekom podizanja, a iz dobivenih podataka izdvojeni iznosi u početnom i krajnjem položaju.

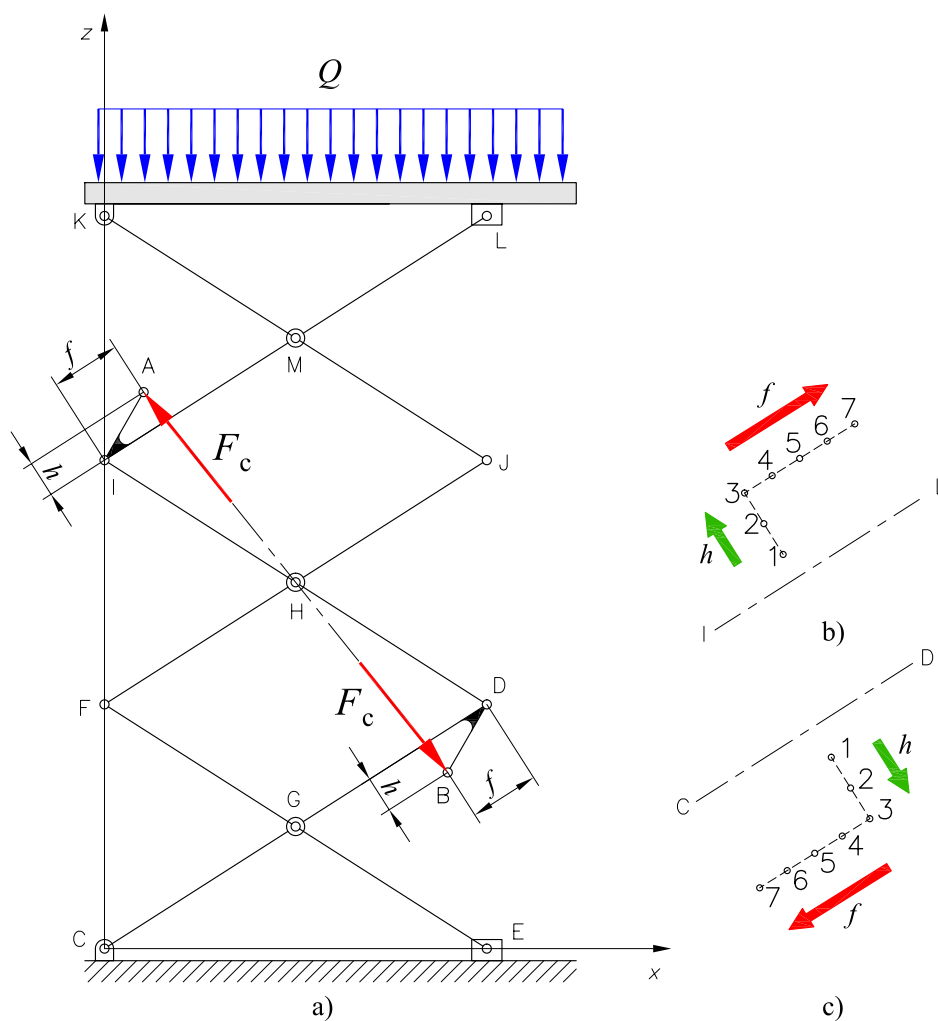


Slika 3.21: Osnovne dimenzije i izometrijska projekcija 3D modela radne platforme s tri škarasta mehanizma

Kod pomaka hvatišta sile su stupnjevito mijenjane (slika 3.22 a):

- Duljina h , u smjeru okomitom na os nosača \overline{IL} (točka A) i \overline{DC} (točka B), s korakom 25 mm.
- Duljina f , u smjeru osi nosača \overline{IL} (točka A) i \overline{DC} (točka B), s korakom 30 mm.

Početni položaj točkaka A (slika 3.22 b) i B (slika 3.22 c) numeriran je sa **1**. Zatim slijede položaji **2** i **3**, u smjeru okomitom na odgovarajuću os nosača, te (počevši od položaja **3**), položaji **4**, **5**, **6** i **7** smjeru duž odgovarajuće osi nosača. Iznosi duljina, mjerene o točkaka I i D, dane su u tablici 3.5 i tablici 3.6.



Slika 3.22: a) Kinematička struktura radne platforme s tri škarasta mehanizma. b) Promjena položaja točke A. c) Promjena položaja točke B

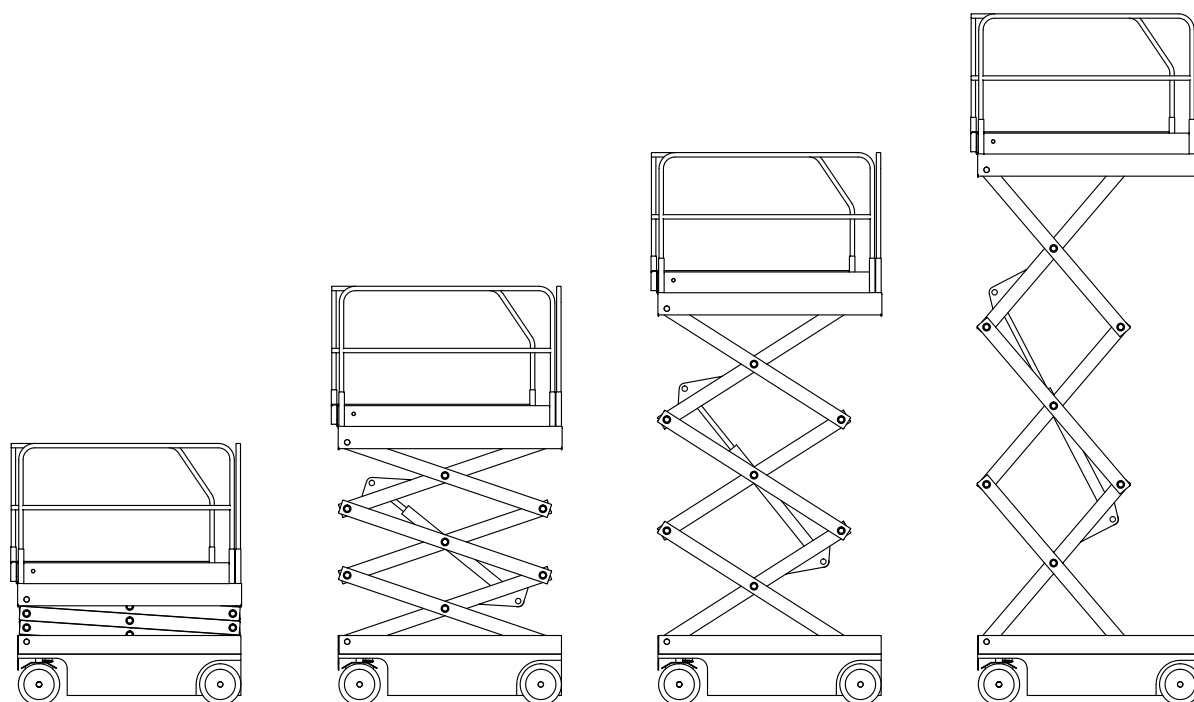
Tablica 3.5: Položaji točke A hvatišta radnog cilindra radne platforme s tri škarasta mehanizma

Položaj točke A	Duljina h , mm	Duljina f , mm
1	70	170
2	95	170
3	120	170
4	120	200
5	120	230
6	120	260
7	120	290

Tablica 3.6: Položaji točke B hvatišta radnog cilindra radne platforme s tri škarasta mehanizma

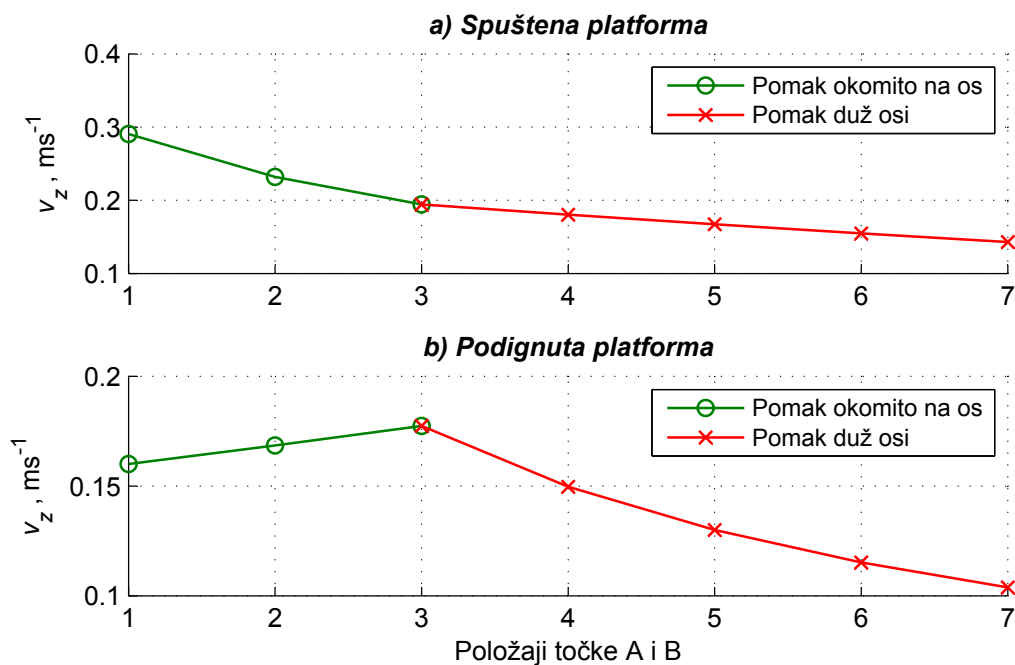
Položaj točke B	Duljina h , mm	Duljina f , mm
1	70	170
2	95	170
3	120	170
4	120	200
5	120	230
6	120	260
7	120	290

Slika 3.23. prikazuje vertikalno gibanje radne platforme s tri škarasta mehanizma za visine platforme $z = 882$ mm, $z = 2023$ mm, $z = 2998$ mm i $z = 4000$ mm.

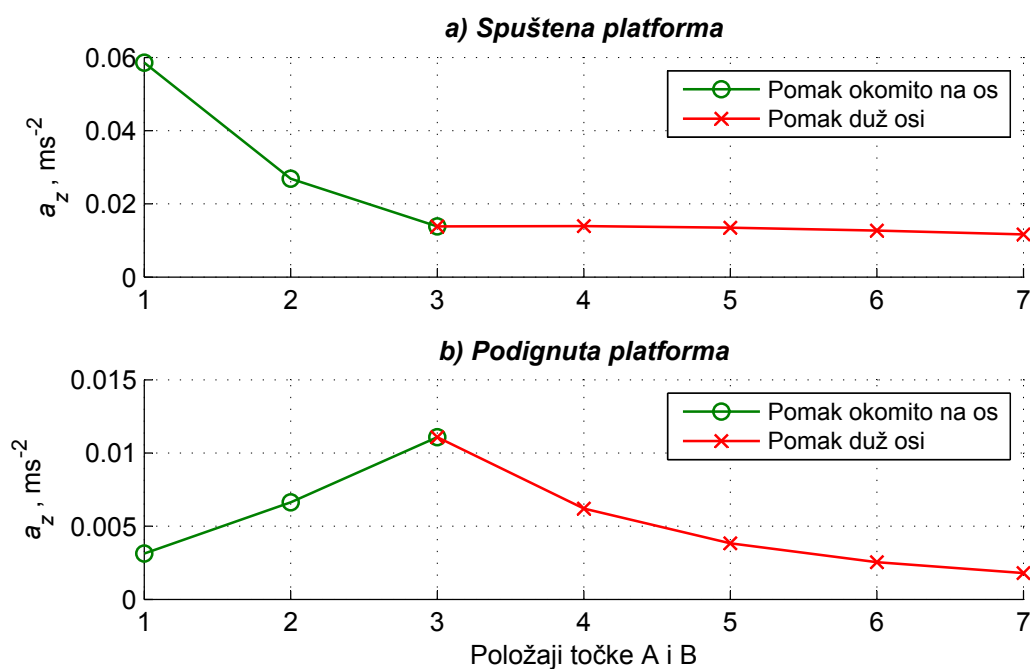


Slika 3.23: Prikaz gibanja radne platforme s tri škarasta mehanizma

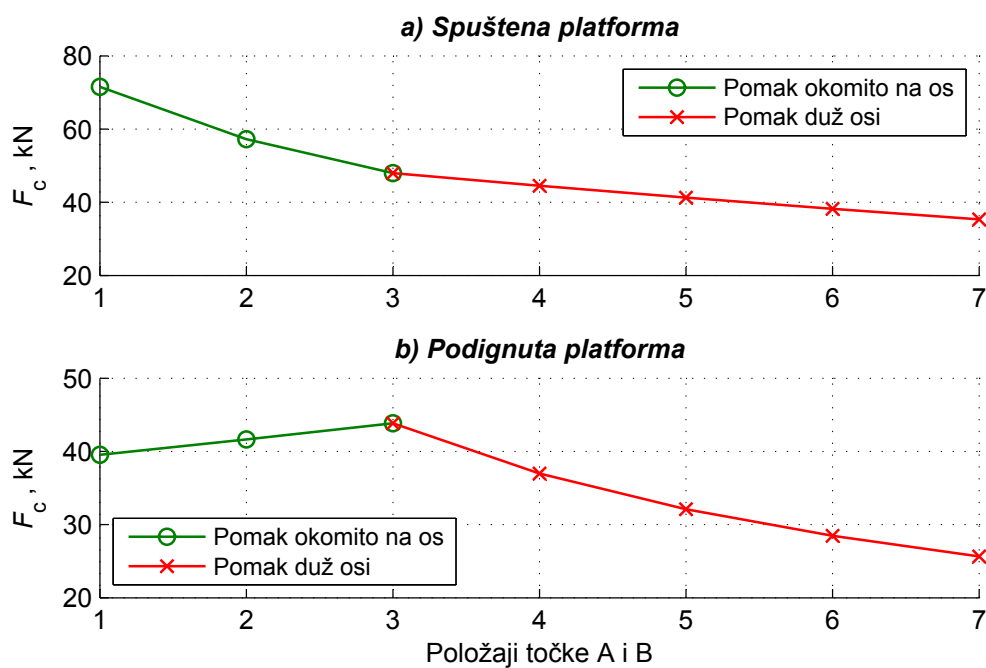
Rezultati analize, za različite položaje hvatišta radnog cilindra, prikazani su na dijagramima, slika 3.24 do slika 3.26.



Slika 3.24: Utjecaj položaja točaka A i B hvatišta cilindra na brzinu platforme, za radnu platformu s tri škarasta mehanizma



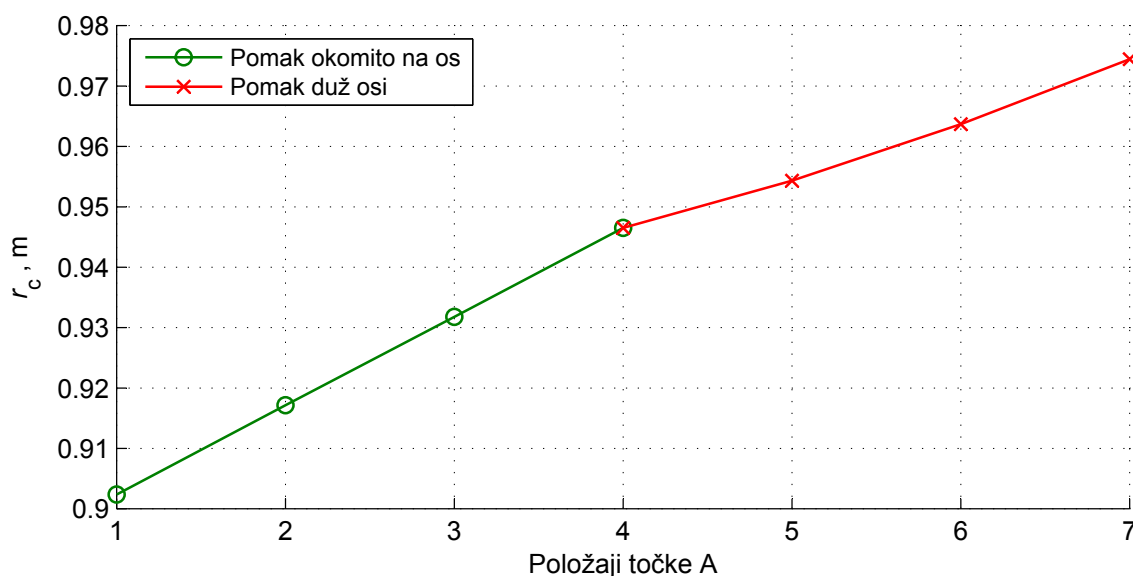
Slika 3.25: Utjecaj položaja točaka A i B hvatišta cilindra na ubrzanje platforme, za radnu platformu s tri škarasta mehanizma



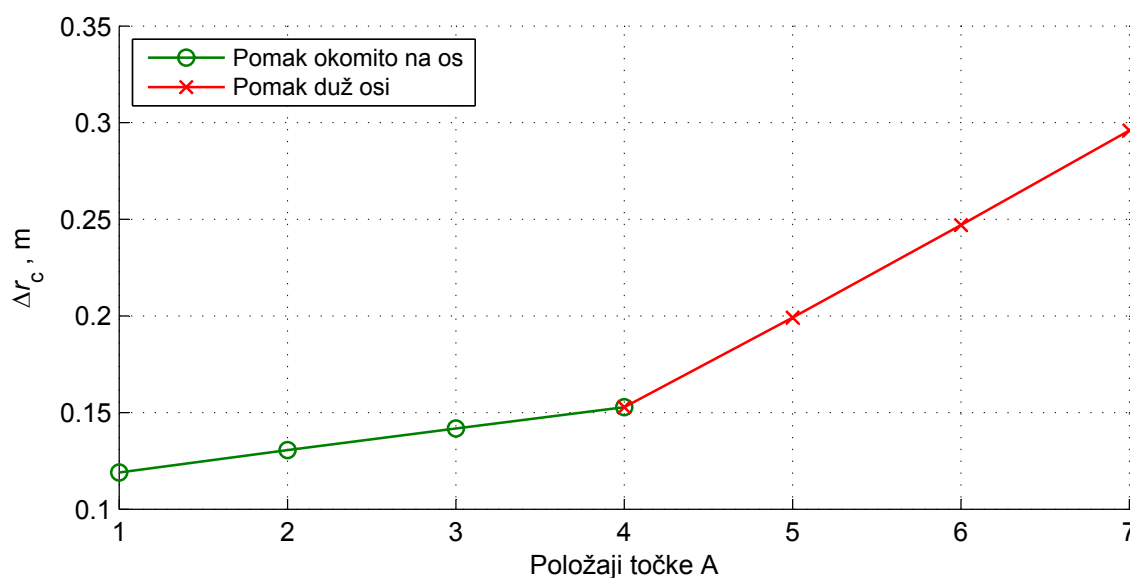
Slika 3.26: Utjecaj položaja točaka A i B hvatišta cilindra na silu cilindra radne platforme s tri škarasta mehanizma

3.3. UTJECAJ PROMJENE POLOŽAJA HVATIŠTA NA DULJINU I HOD RADNOG CILINDRA

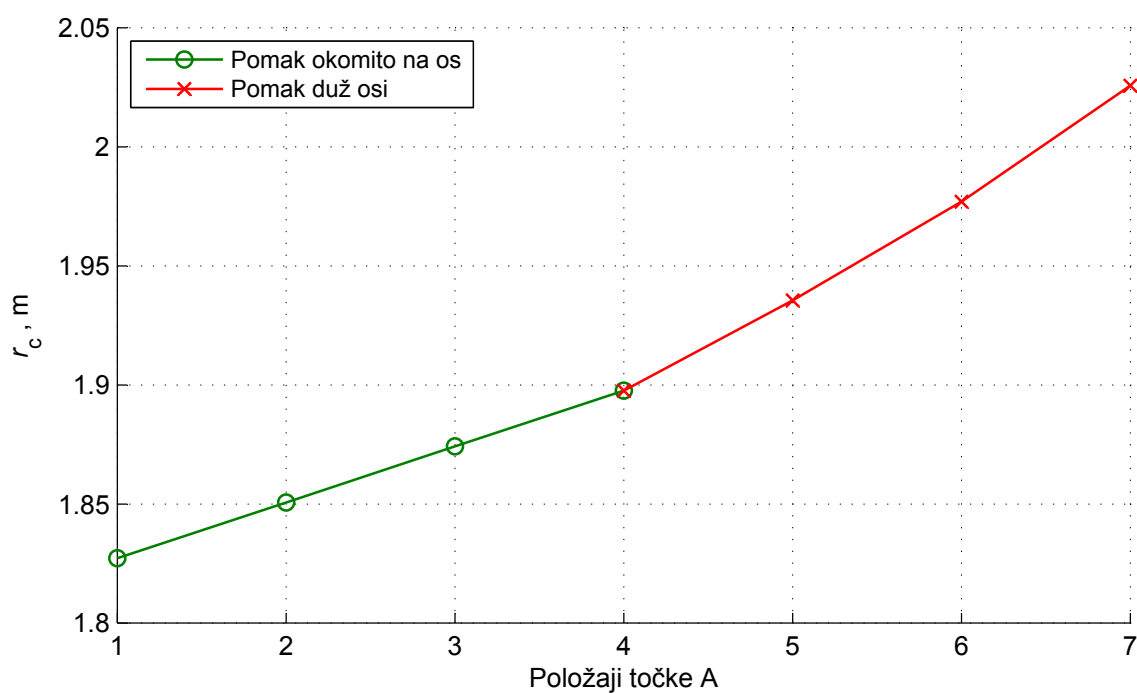
Na odabir radnog cilindra, pored veličine najveće potrebne sile, utječu i ukupna duljina i dopušteni hod cilindra (prema preporukama proizvođača hidrauličkih cilindara Bosch-Rexroth). Rezultati analize utjecaja promjene hvatišta radnog cilindra na navedene veličine su prikazani dijagramima na slici 3.27 do slike 3.34.



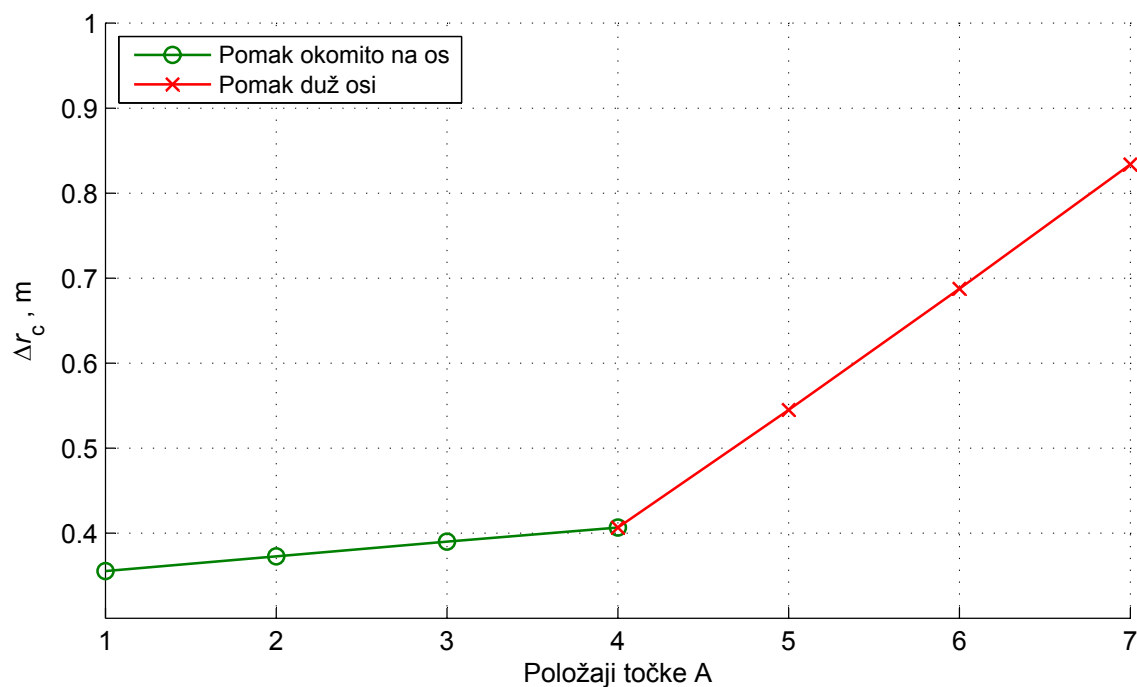
Slika 3.27: Utjecaj položaja točke A hvatišta cilindra na duljinu cilindra poslužne platforme s jednim škarastim mehanizma



Slika 3.28: Utjecaj položaja točke A hvatišta cilindra na hod cilindra poslužne platforme s jednim škarastim mehanizmom

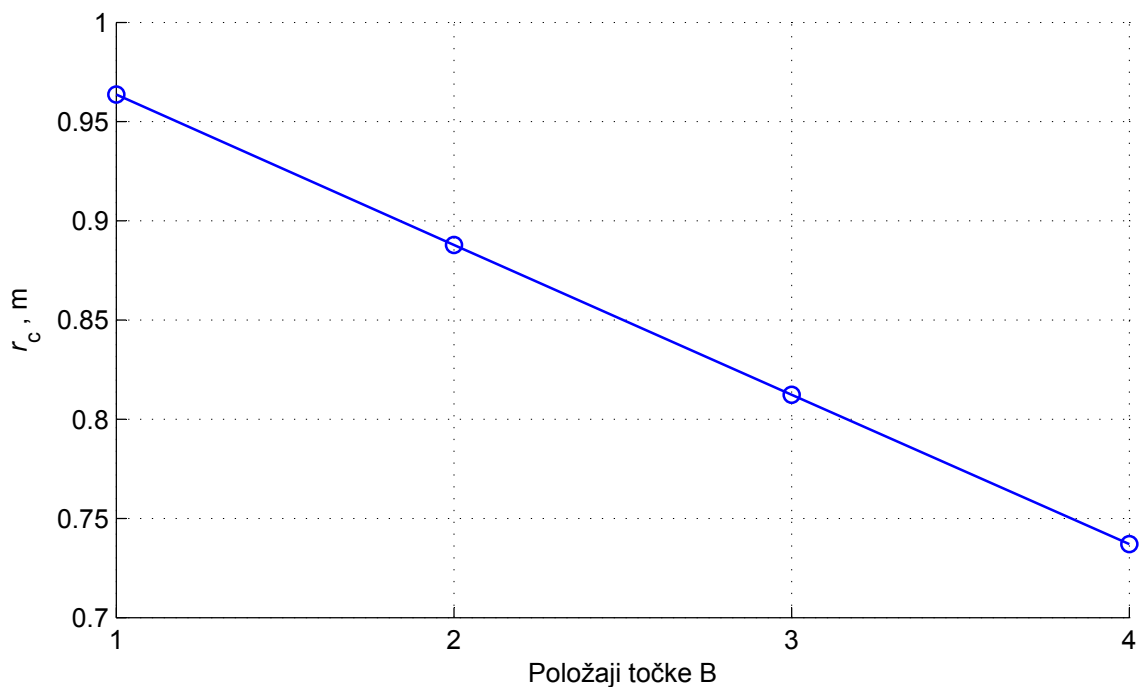


Slika 3.29: Utjecaj položaja točke A hvatišta cilindra na duljinu cilindra poslužne platforme s dva škarasta mehanizma

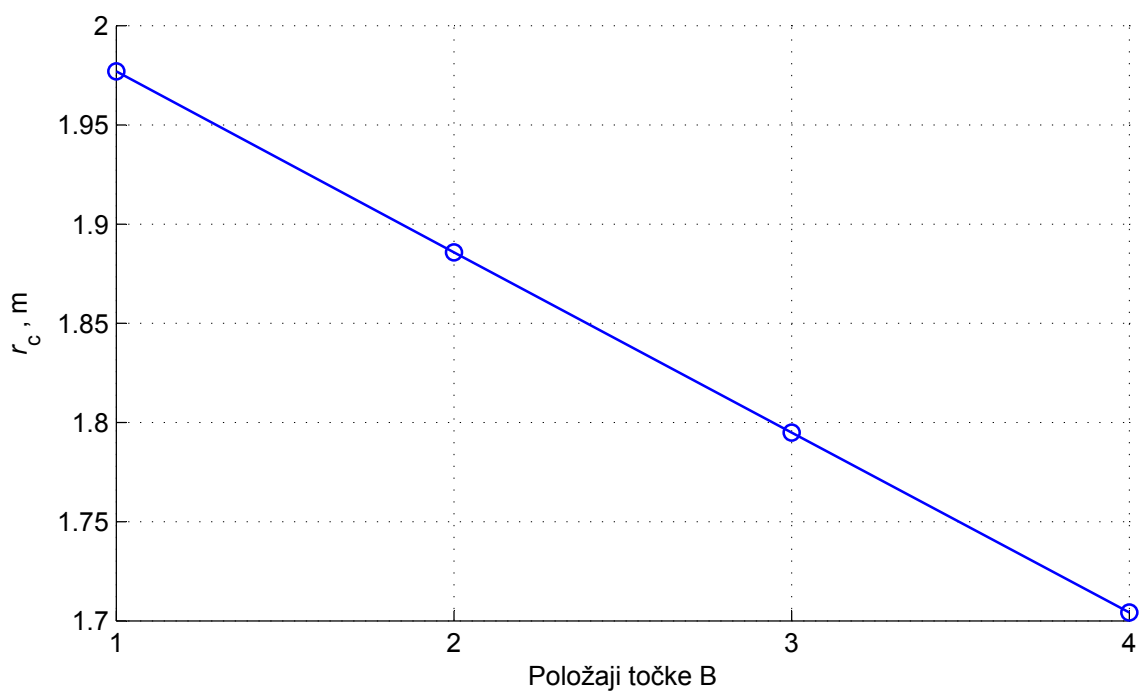


Slika 3.30: Utjecaj položaja točke A hvatišta cilindra na hod cilindra poslužne platforme s dva škarasta mehanizma

Promjena položaja točke B hvatišta radnog cilindra (kod poslužnih platformi) ima značajni utjecaj samo na duljinu hidrauličkog cilindra (dijagrami na slici 3.31 i slici 3.32).

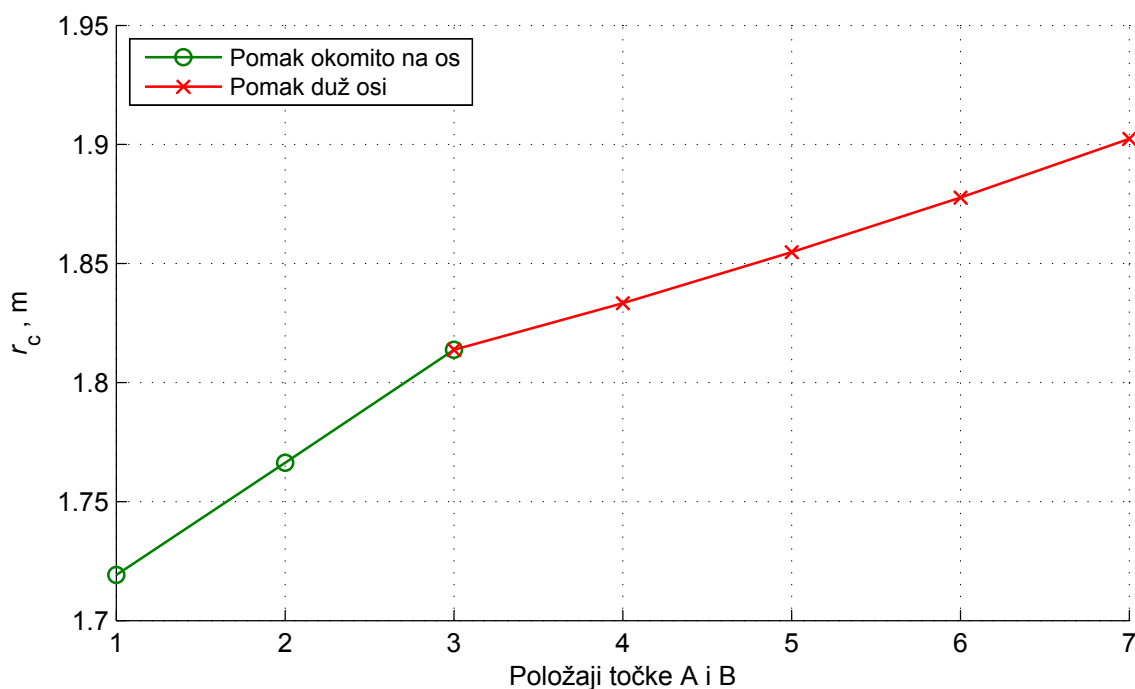


Slika 3.31: Utjecaj položaja točke B hvatišta cilindra na duljinu cilindra poslužne platforme s jednim škarastim mehanizmom

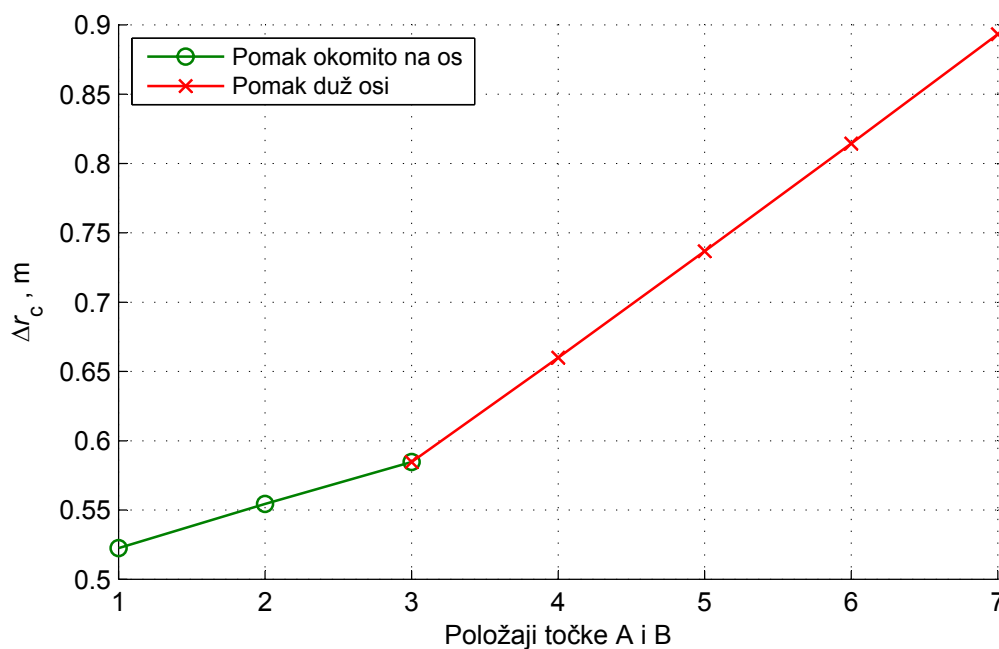


Slika 3.32: Utjecaj položaja točke B hvatišta cilindra na duljinu cilindra poslužne platforme s dva škarasta mehanizma

Dijagramima, na slici 3.33 i slici 3.34, prikazan je utjecaj promjene položaja točke A i B hvatišta radnog cilindra kod radne platforme.



Slika 3.33: Utjecaj položaja točke A i B hvatišta cilindra na duljinu cilindra radne platforme s tri škarasta mehanizma



Slika 3.34: Utjecaj položaja točke A i B hvatišta cilindra na hod cilindra radne platforme s tri škarasta mehanizma

3.4. UTJECAJ SILE TRENJA NA POTREBNU SILU U CILINDRU

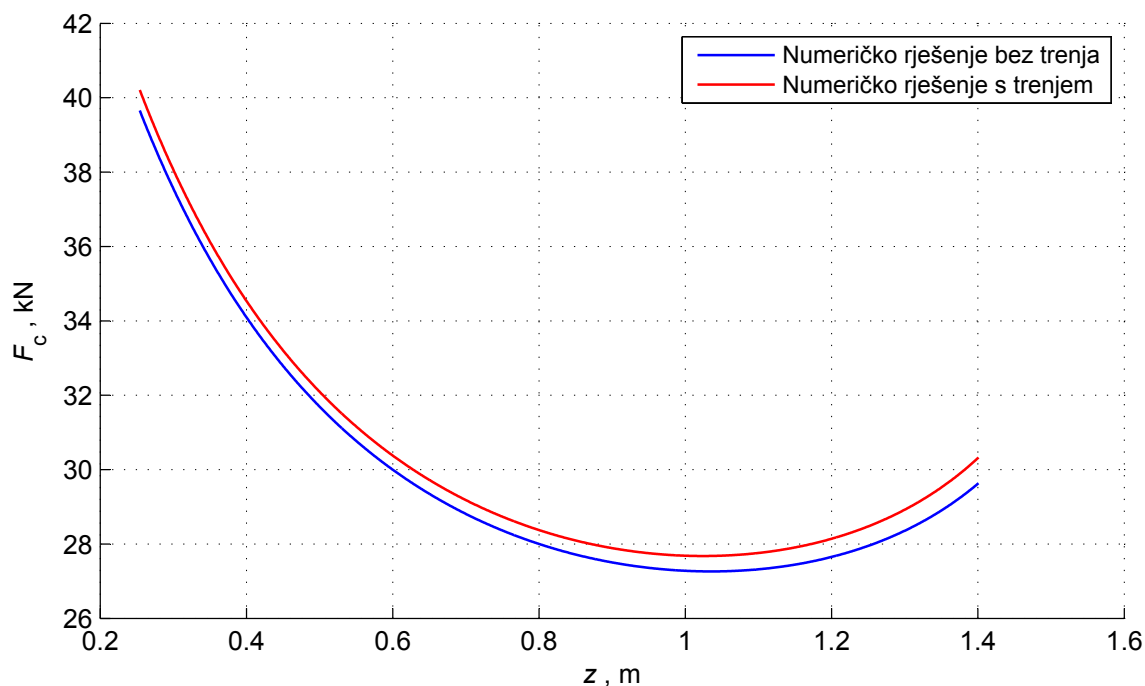
Kako se podizanje odvija vrlo sporo, te su brzine i ubrzanja platforme i tereta, kod podizanja vrlo mali, pri odabiru položaja hidrauličkog cilindra najutjecajniji čimbenik iznos radne sile. Osim iznosa najveće sile u cilindru, u obzir su uzete duljine i hod cilindra, te visina platforme u spušenom položaju. Na temelju navedenih čimbenika, za konačne položaje radnog cilindra odabrani su :

- Položaj 6 točke A i položaj 4 točke B kod poslužnih platformi (slika 3.6 i slika 3.14).
- Položaj 5 točaka A i B kod radne platforme (slika 3.22).

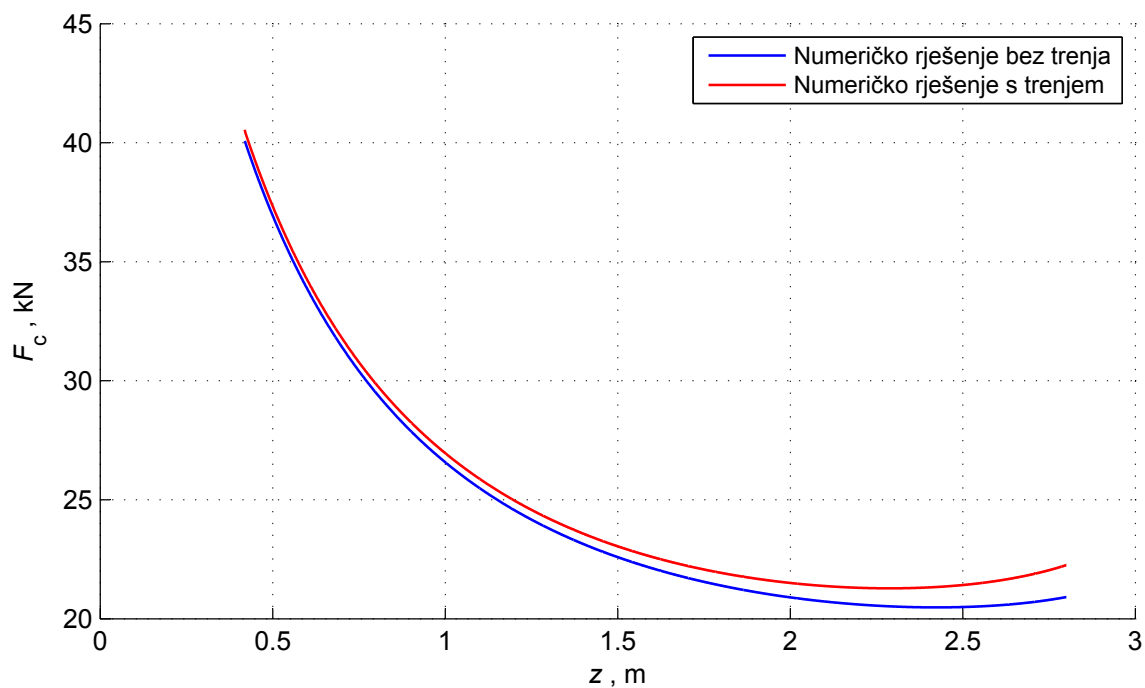
Prethodnom analizom su uzimane samo konzervativne sile [8, 9]. Dijagrami, slika 3.35 do slika 3.37, prikazuju iznose sile u cilindru F_c ako se u obzir uzmu sile trenja u ležajevima i klizaču, te trenje kotrljanja kotača. Koeficijenti trenja prema [10] su slijedeći:

- Za klizne ležajeve $\mu = 0,08$.
- Za kotrljanje čeličnog kotača promjera d_k po čeličnoj tračnici $\mu = 2f / d_k = 0,008$.

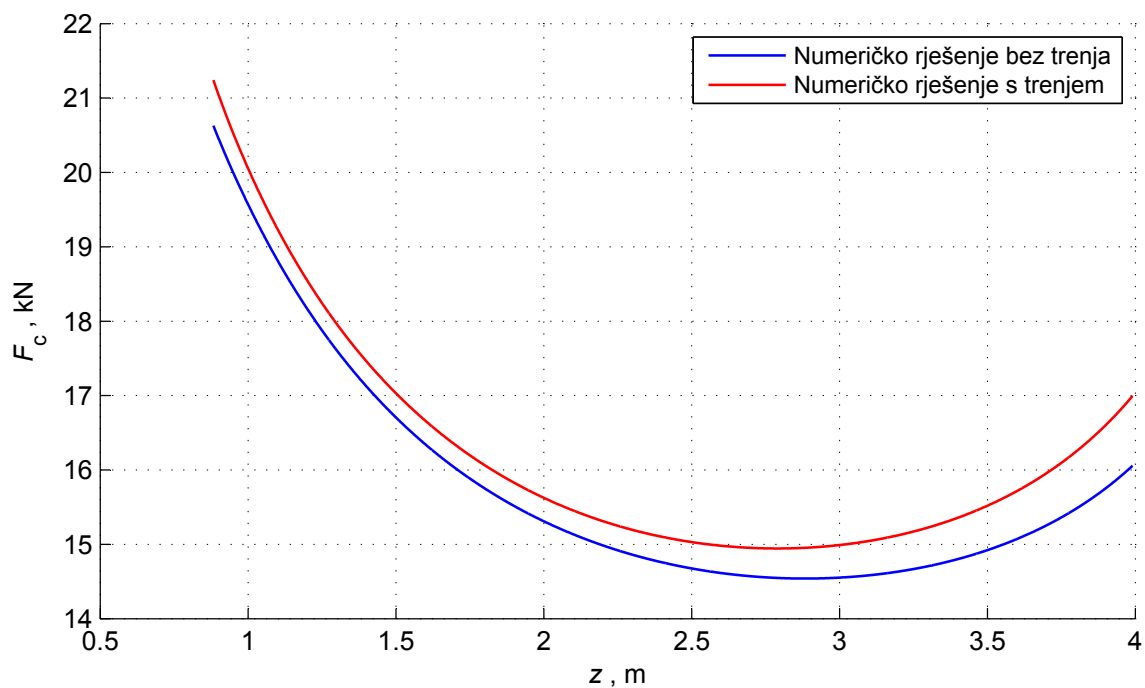
Pripadajući krak kotrljanja za čelik po čeliku [2] iznosi $f = 0,5$ mm



Slika 3.35: Utjecaj sile trenja na veličinu sile radnog cilindra poslužne platforme s jednim škarastim mehanizmom



Slika 3.36: Utjecaj sile trenja na veličinu sile radnog cilindra poslužne platforme s dva škarasta mehanizma



Slika 3.37: Utjecaj sile trenja na veličinu sile radnog cilindra poslužne platforme s tri škarasta mehanizma

4. PROVJERA NOSIVOSTI

Zbog zanemarivo malog utjecaja inercijskih sila, provjera nosivosti odabrane konstrukcijske izvedbe škarastog mehanizma je izvršena na temelju statičkog opterećenja težine platforme s teretom i vlastite težine mehanizma podizanja, te opterećenja radnom silom cilindra (za slučaj sa utjecajem sile trenja). Iznosi tih opterećenja izračunati su u ranije, pomoću računalnog programa MSC.visualNastran Motion. Provjera nosivosti načinjena je numerički, metodom konačnih elemenata, upotrebom programa COSMOS DesignStar.

Nosiva konstrukcija, odnosno mehanizam dizanja, je načinjena u zavarenoj izvedbi od standardnih čeličnih poluproizvoda [2]. Za glavne nosače poslužnih platformi upotrebljen plosnati čelik, dok su za radnu platformu upotrebljene pravokutne čelične cijevi. Širina plosnatog čelika je 25 mm, a dimenzije pravokutnih čeličnih cijevi iznose 100x80 mm, s debljinom stijenke 4 mm. Nosači su, osim pločastim čelikom i pravokutnim cijevima, međusobno povezani preciznim čeličnim cijevima.

Materijal nosive konstrukcije je, za sve analizirane izvedbe, S355J2G3 (Č.0563).

Mehanička svojstva odabranog materijala su slijedeća [2, 10]:

- Vlačna čvrstoća $R_m = 520$ MPa.
- Granica tečenja $R_e = 360$ MPa.
- Dopušteno ekvivalentno naprezanje $\sigma_{ed} = 240$ MPa.

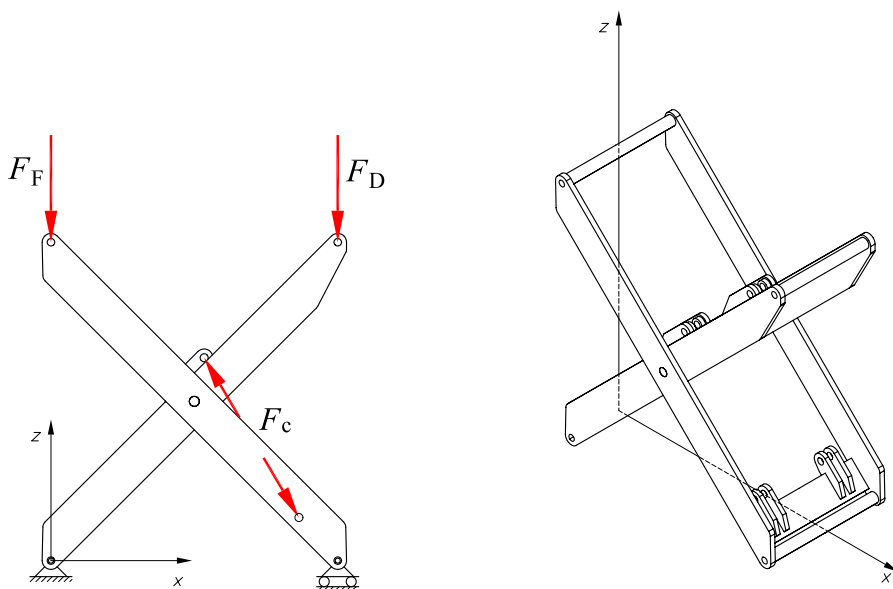
Dopušteno naprezanje izračunato je sa faktorom sigurnosti $S = 1,5$ prema

$$\sigma_{ed} = \frac{R_e}{S} . \quad (4.1)$$

Rezultati su kod sve tri konstrukcijske izvedbe škarastog mehanizma prikazani grafički za položaj mehanizma na početku i na kraju podizanja. Kod radne platforme su pri tom promatrani uvučeni i izvučeni položaji produžetka platforme.

4.1. PROVJERA NOSIVOSTI POSLUŽNIH PLATFORMI

4.1.1. Provjera nosivosti poslužne platforme s jednim škarastim mehanizmom



Slika 4.1: Proračunski model poslužne platforme s jednim škarastim mehanizmom

Proračunski model poslužne platforme s jednim škarastim mehanizmom prikazuje slika 4.1, a zbog preglednosti prikazana je u najvišem položaju.

Iznosi sila na početku podizanja su

$$F_F = 2740 \text{ N},$$

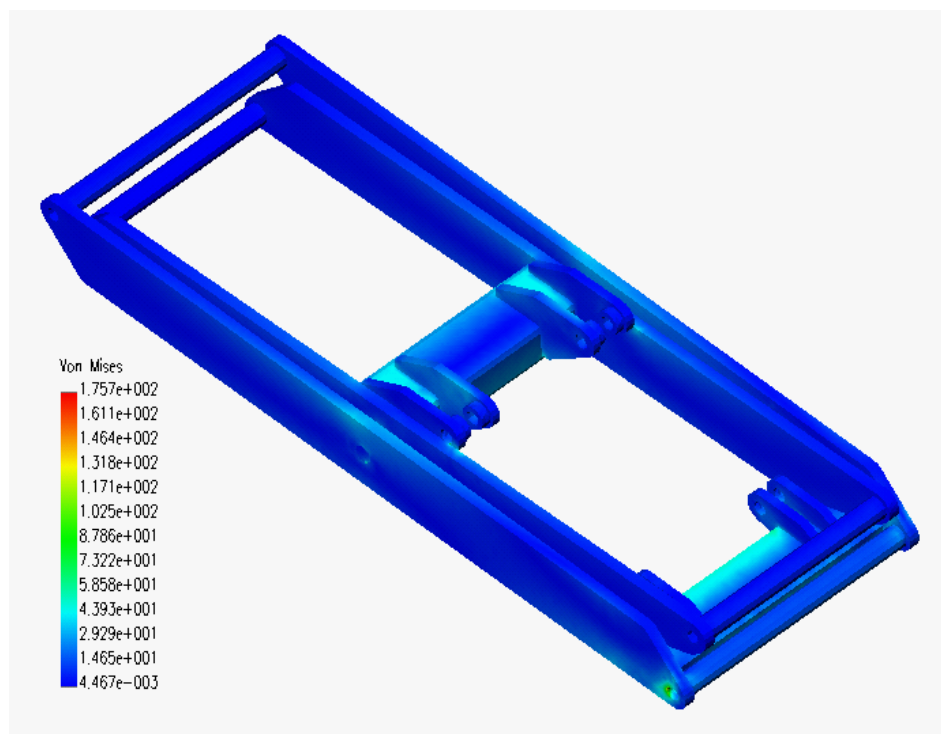
$$F_D = 2930 \text{ N},$$

a na kraju

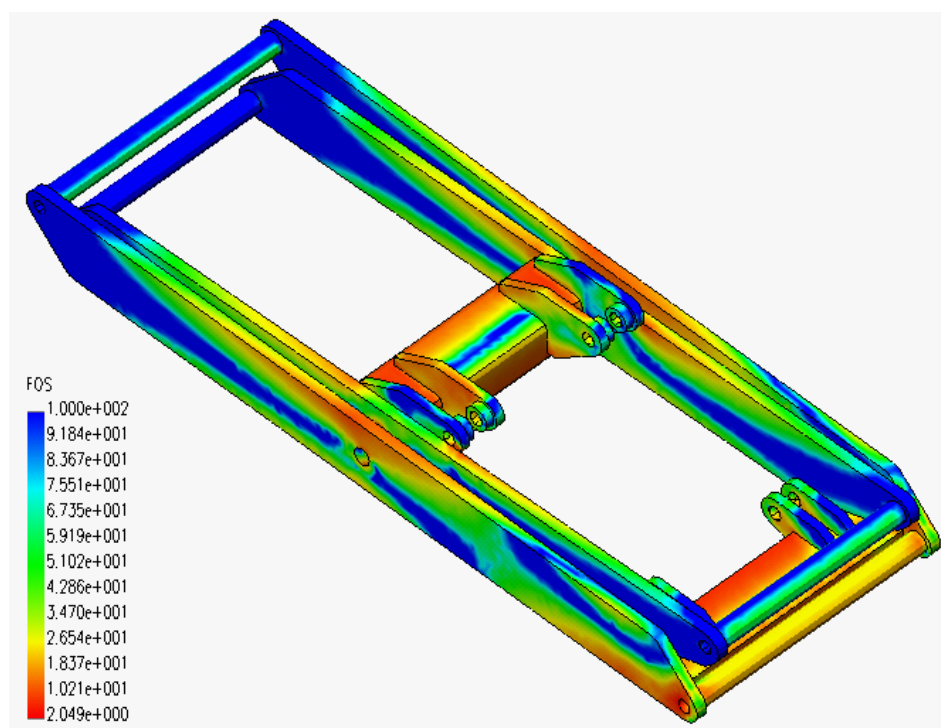
$$F_F = 1330 \text{ N},$$

$$F_D = 4385 \text{ N}.$$

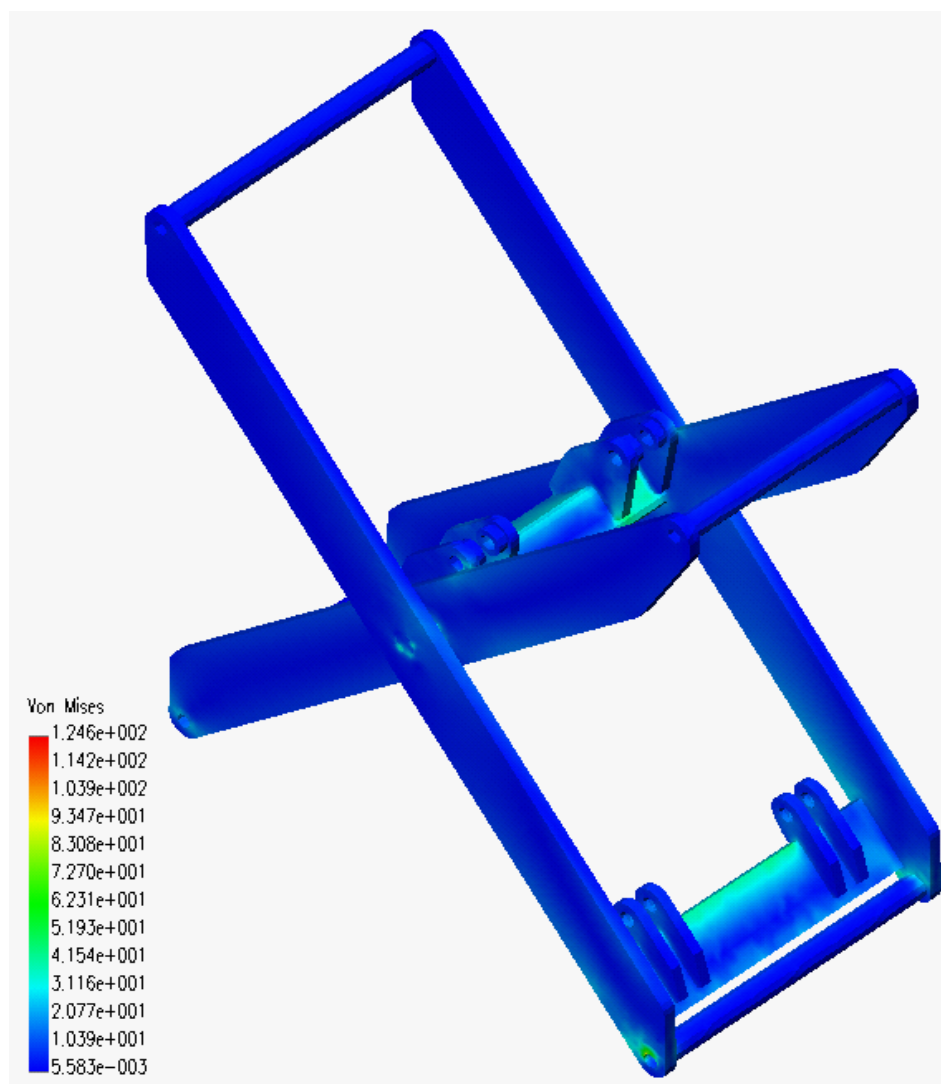
Rezultati provjere nosivosti prikazani na slici 4.2 i slici 4.4 prikazuju raspodjelu ekvivalentnog naprezanja, a slika 4.3 i slika 4.5 raspodjelu faktora sigurnosti prema granici tečenja.



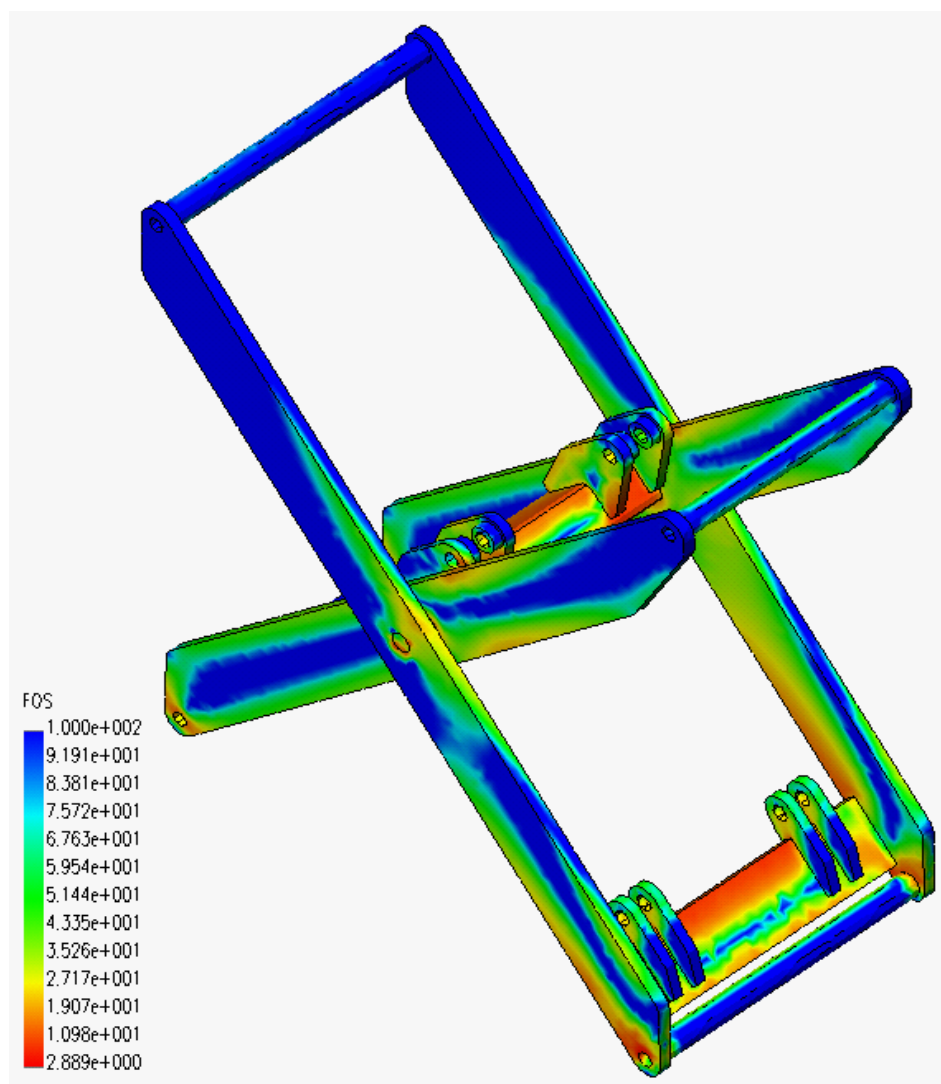
Slika 4.2: Ekvivalentno naprezanje poslužne platforme s jednim škarastim mehanizmom u spušenom položaju



Slika 4.3: Raspodjela faktora sigurnosti prema granici tečenja poslužne platforme s jednim škarastim mehanizmom u spušenom položaju



Slika 4.4: Ekvivalentno naprezanje poslužne platforme s jednim škarastim mehanizmom u podignutom položaju



Slika 4.5: Raspodjela faktora sigurnosti prema granici tečenja poslužne platforme s jednim škarastim mehanizmom u podignutom položaju

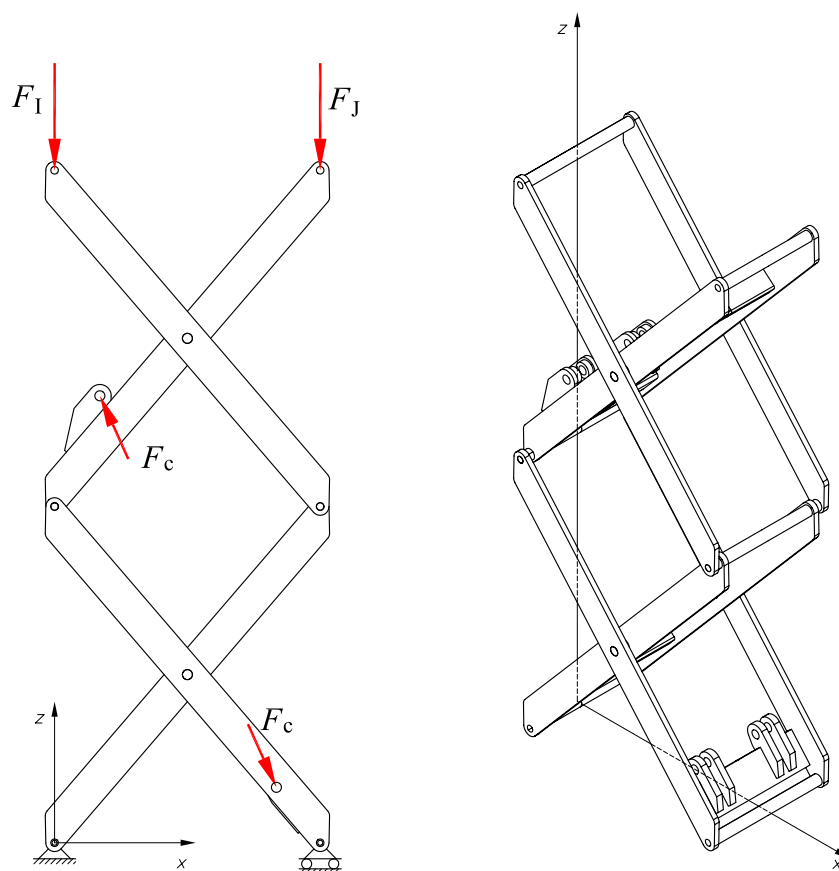
Iz prikazanih rezultata može se očitati da najveće ekvivalentno naprezanje u kod spuštene platforme iznosi

$$\sigma_{\text{ekv}} = 175,7 \text{ MPa} < \sigma_{\text{ed}},$$

a kod podignute platforme

$$\sigma_{\text{ekv}} = 124,6 \text{ MPa} < \sigma_{\text{ed}}.$$

4.1.2. Provjera nosivosti poslužne platforme s dva škarasta mehanizma



Slika 4.6: Proračunski model poslužne platforme s dva škarasta mehanizma

Proračunski model poslužne platforme s jednim škarastim mehanizmom prikazuje slika 4.6 a zbog preglednosti je također prikazana u najvišem položaju.

Iznosi sila na početku podizanja su

$$F_I = 2738 \text{ N},$$

$$F_J = 2935 \text{ N},$$

a na kraju

$$F_I = 955 \text{ N},$$

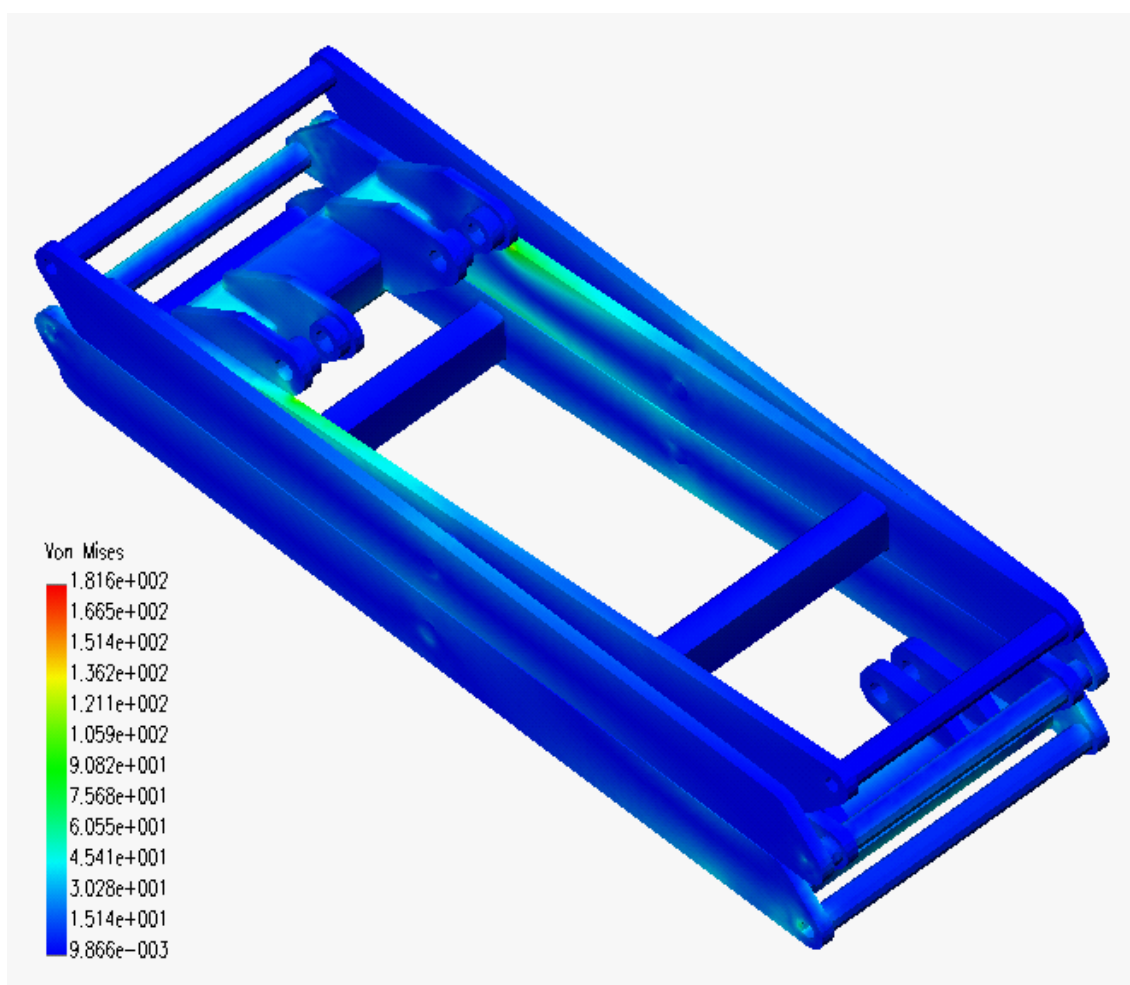
$$F_J = 4746 \text{ N}.$$

Rezultati provjere nosivosti su prikazani na slici 4.7 do slike 4.10. Najveće ekvivalentno naprezanje u kod spuštene platforme iznosi

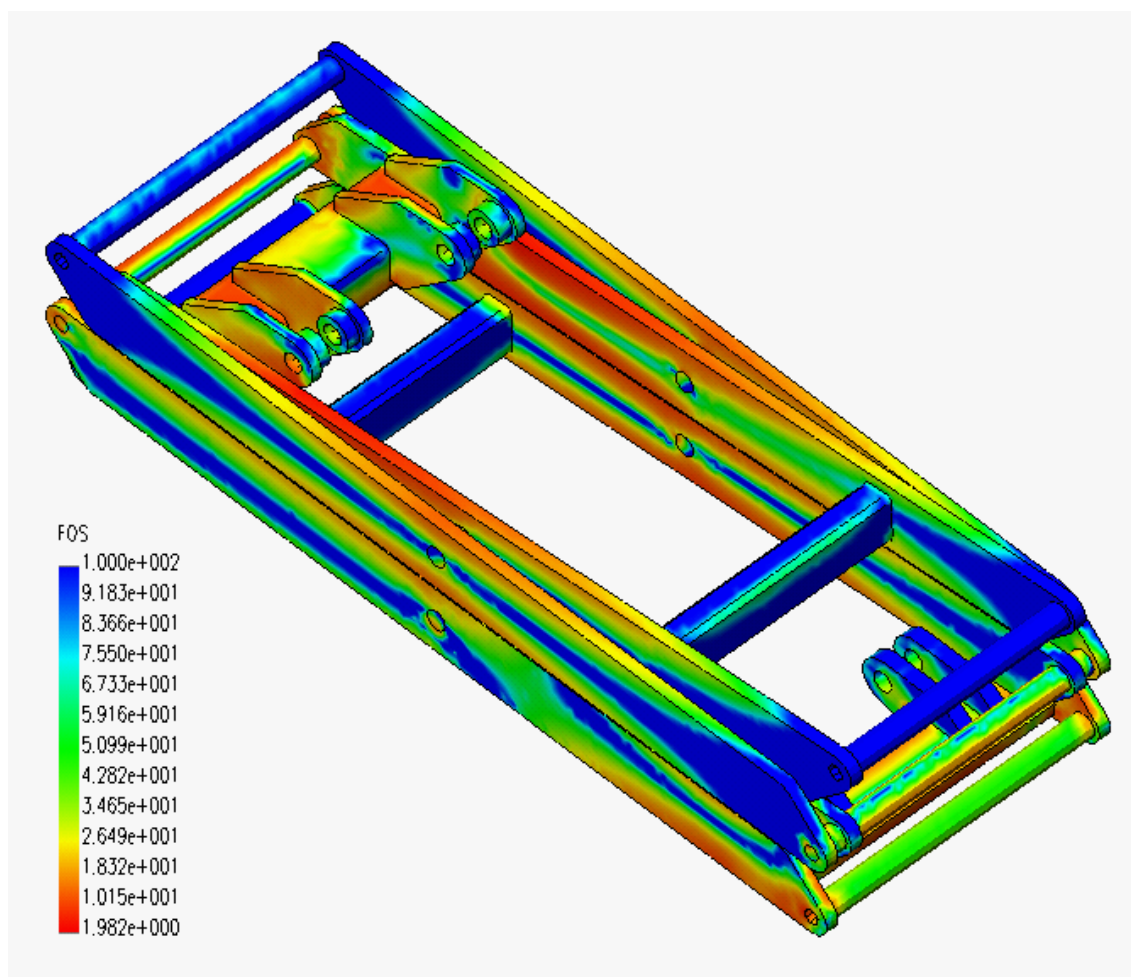
$$\sigma_{\text{ekv}} = 181,6 \text{ MPa} < \sigma_{\text{ed}}$$

a kod podignute platforme

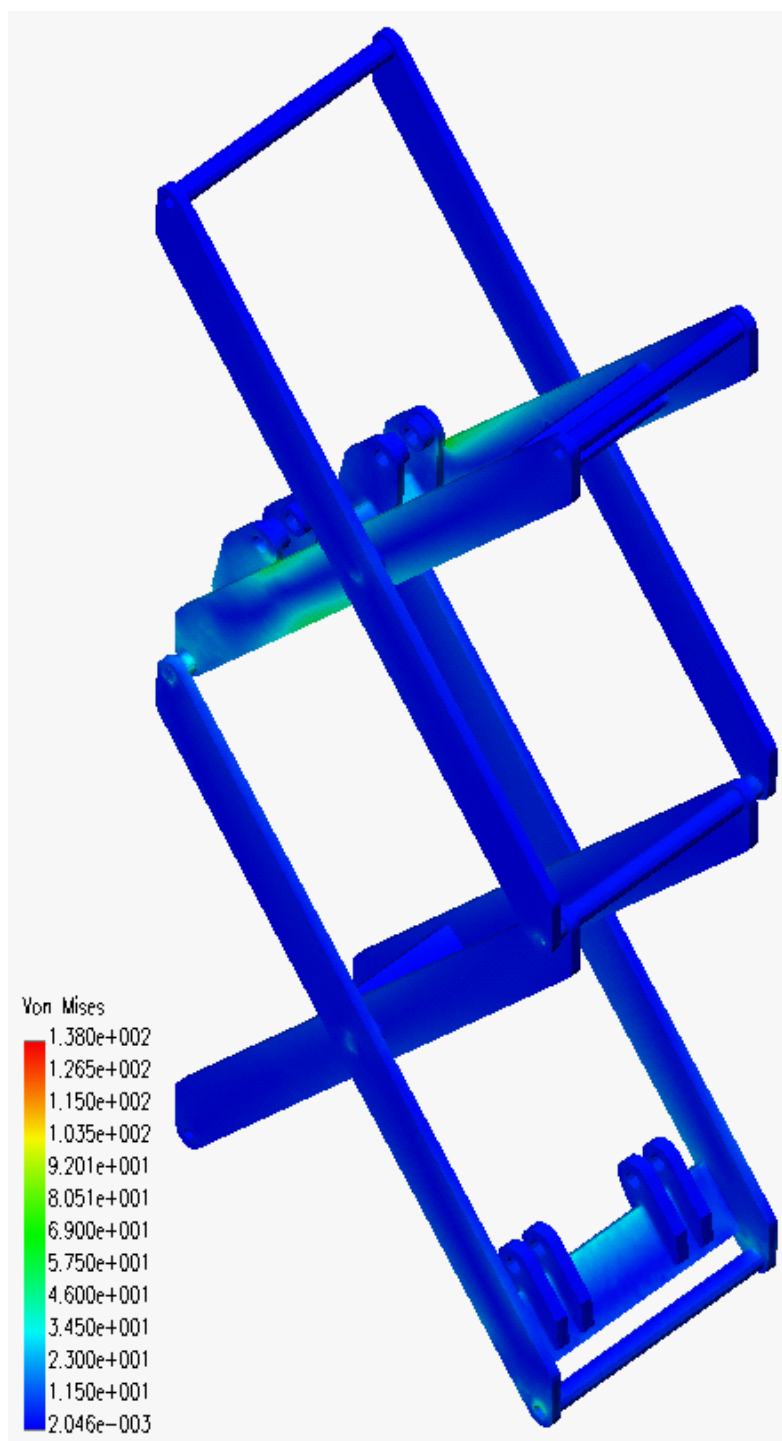
$$\sigma_{\text{ekv}} = 138 \text{ MPa} < \sigma_{\text{ed}}$$



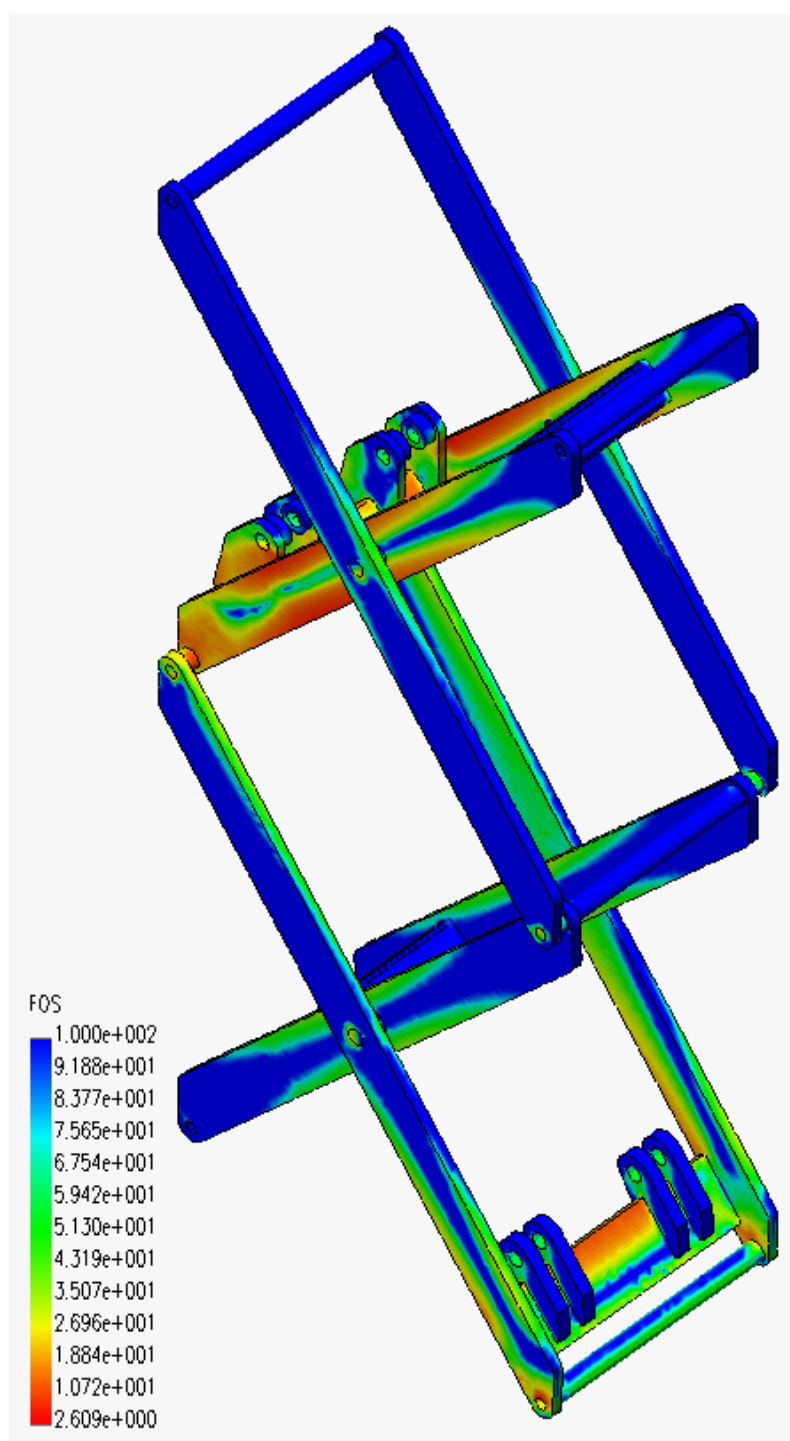
Slika 4.7: Ekvivalentno naprezanje poslužne platforme s dva škarasta mehanizma u spuštenom položaju



Slika 4.8: Raspodjela faktora sigurnosti prema granici tečenja poslužne platforme s dva škarasta mehanizma u spušenom položaju

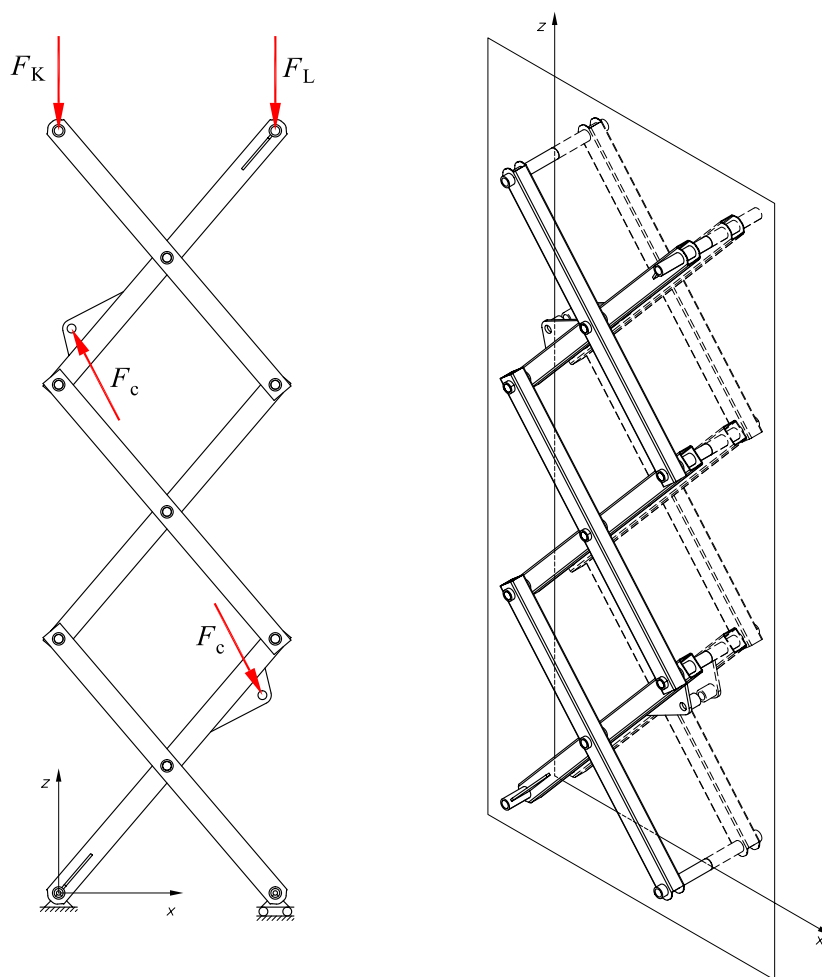


Slika 4.9: Ekvivalentno naprezanje poslužne platforme s dva škarasta mehanizma u podignutom položaju



Slika 4.10: Raspodjela faktora sigurnosti prema granici tečenja poslužne platforme s dva škarasta mehanizma u podignutom položaju

4.2. PROVJERA NOSIVOSTI RADNE PLATFORME S TRI ŠKARASTA MEHANIZMA



Slika 4.11: Proračunski model radne platforme s tri škarasta mehanizma

Mehanizam radne platforme s tri škarasta mehanizma simetričan i simetrično opterećen s obzirom na ravninu xz (slika 4.11), zbog složenosti modela je kod provjere nosivosti razmatrana polovica trodimenzijskog modela, uzimajući pri tome u obzir odgovarajuće rubne uvjete.

Proračunski model radne platforme s tri škarasta mehanizma prikazuje slika 4.11, a zbog preglednosti je prikazana u najvišem položaju.

Nosivost radne platforme je provjerena za dva slučaja:

- Osobe i dodatni teret (materijal, alat i sl.) nalaze na dijelu platforme iznad postolja i pri uvučenom produžetku platforme.

- Osobe i dodatni teret (materijal, alat i sl.) nalaze na izvučenom produžetku platforme.

Za prvi slučaj opterećenja na škarasti mehanizam na početku podizanja iznose

$$F_K = 1355 \text{ N}, F_L = 1470 \text{ N},$$

a na kraju, odnosno u položaju maksimalnog dohvata

$$F_K = 2080 \text{ N}, F_L = 770 \text{ N}.$$

Za drugi slučaj opterećenja na škarasti mehanizam na početku podizanja iznose

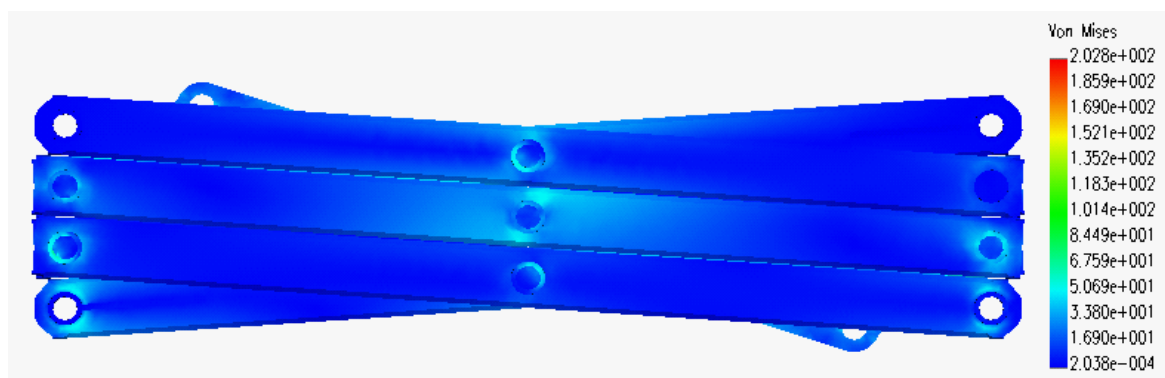
$$F_K = 2880 \text{ N}, F_L = 120 \text{ N},$$

a na kraju, odnosno u položaju maksimalnog dohvata

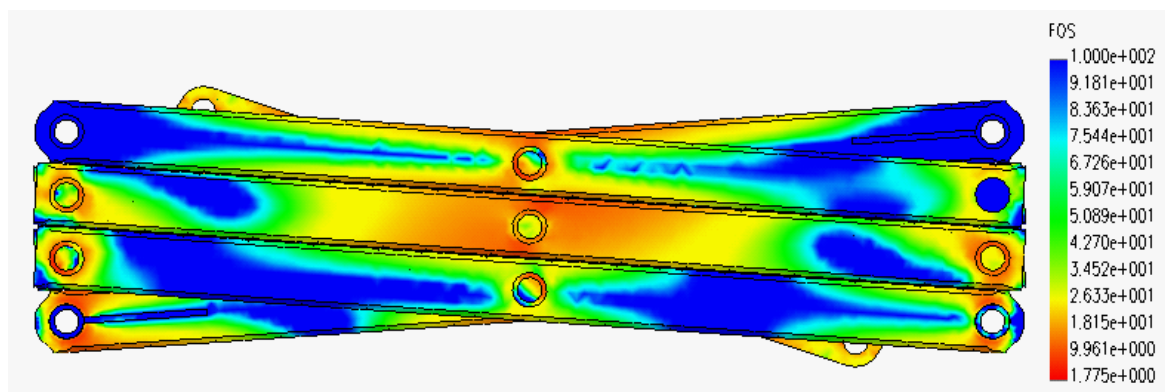
$$F_K = 2970 \text{ N}, F_L = 160 \text{ N}.$$

Slika 4.12 i slika 4.14 prikazuju raspodjelu ekvivalentnog naprezanja, a slika 4.13 i slika 4.15 raspodjelu faktora sigurnosti prema granici tečenja, za prvi i drugi slučaj opterećenja u spušenom položaju. U podignutom položaju su navedene veličine prikazane na slici 4.16 i slika 4.18, odnosno slici 4.17 i slici 4.19.

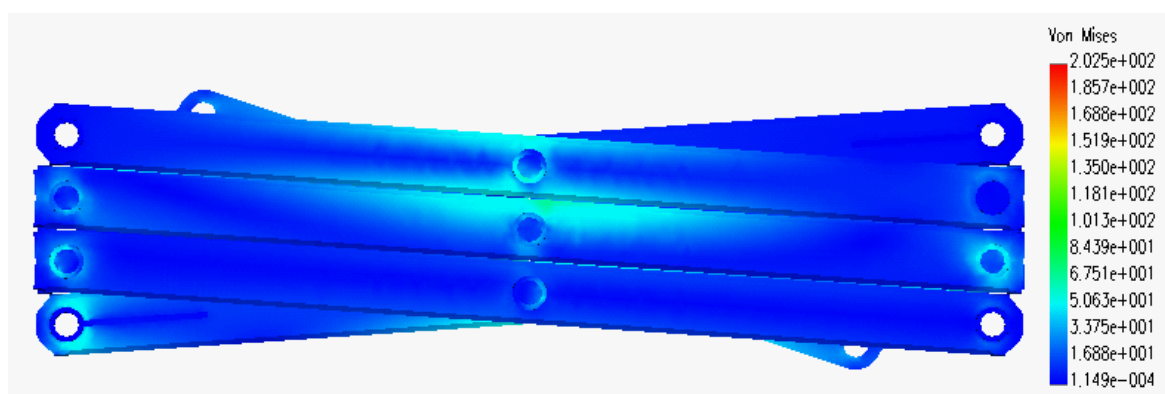
Treba napomenuti da je radna sila cilindra, na početku i na kraju podizanja, za oba slučaja praktički jednaka. Pri tome je radna sila cilindra kod izvučenog produžetka platforme približno 2 % manja, što je ujedno i najveća razlika.



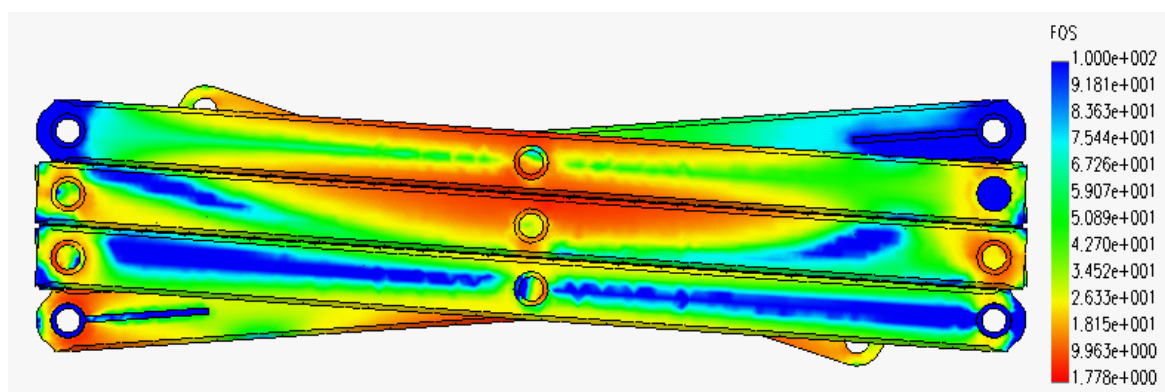
Slika 4.12: Ekvivalentno naprezanje radne platforme s tri škarasta mehanizma u spušenom položaju i uvučenim produžetkom platforme



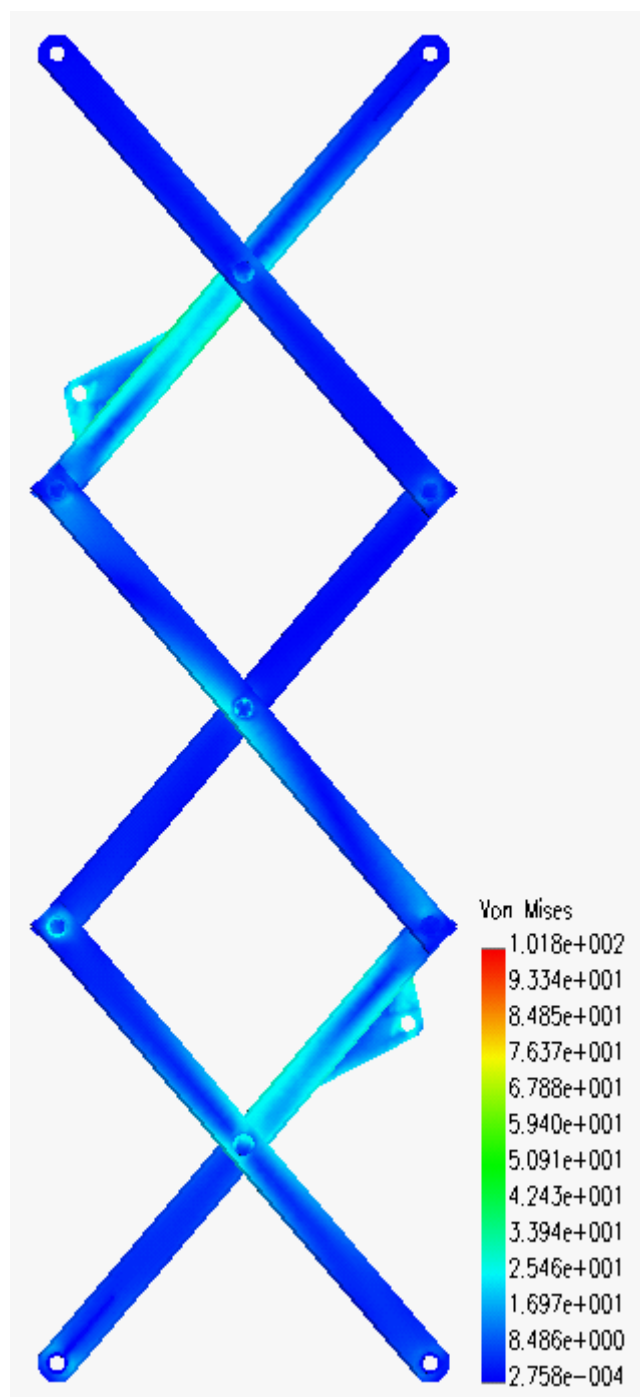
Slika 4.13: Raspodjela faktora sigurnosti prema granici tečenja radne platforme s tri škarasta mehanizma u spušenom položaju i uvučenim produžetkom platforme



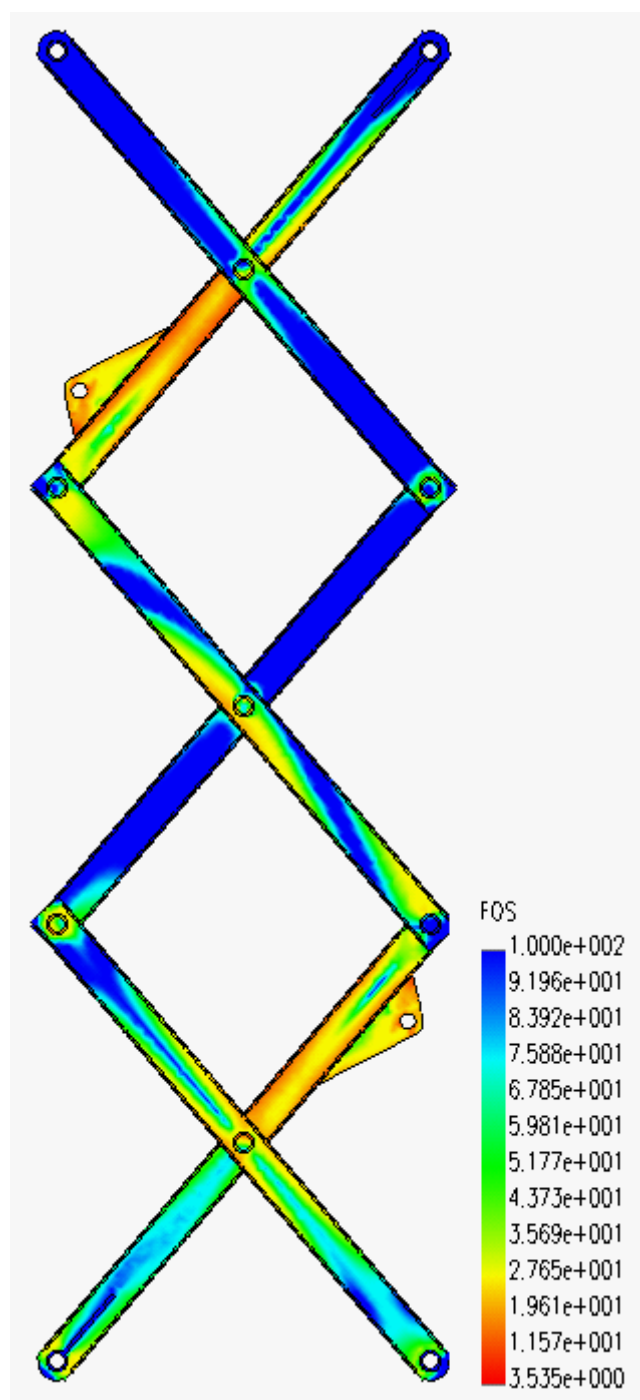
Slika 4.14: Ekvivalentno naprezanje radne platforme s tri škarasta mehanizma u spušenom položaju i izvučenim produžetkom platforme



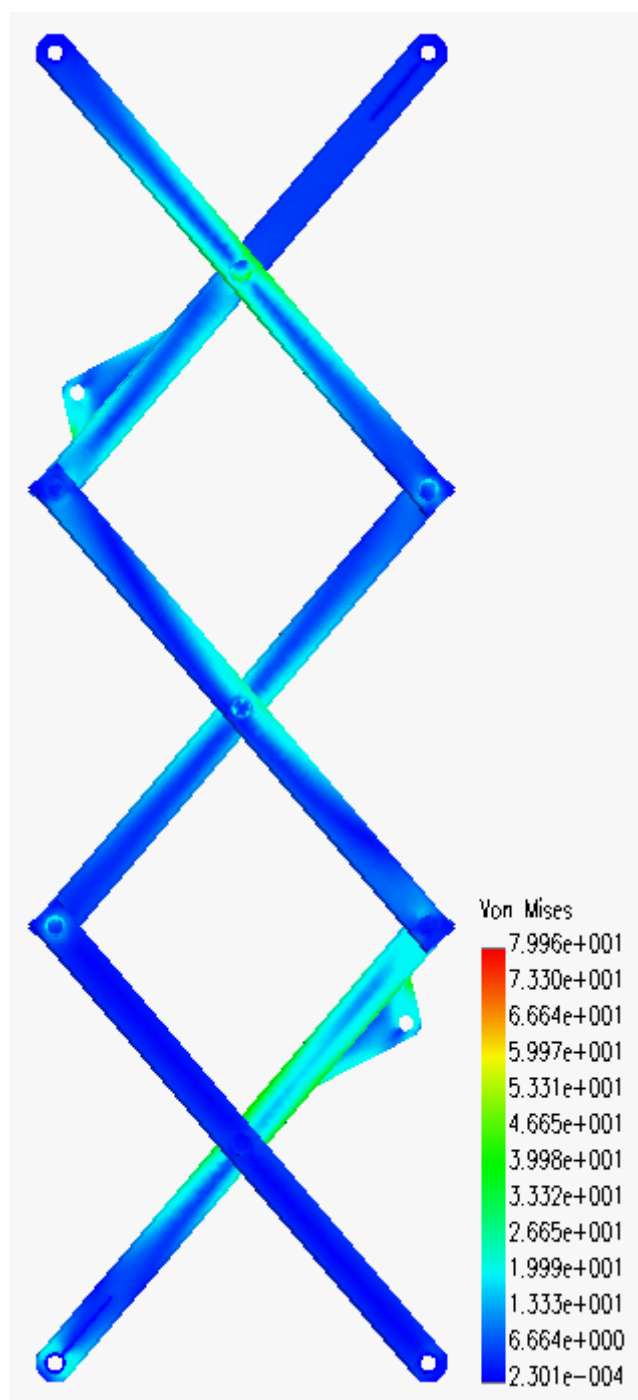
Slika 4.15: Raspodjela faktora sigurnosti prema granici tečenja radne platforme s tri škarasta mehanizma u spušenom položaju i izvučenim produžetkom platforme



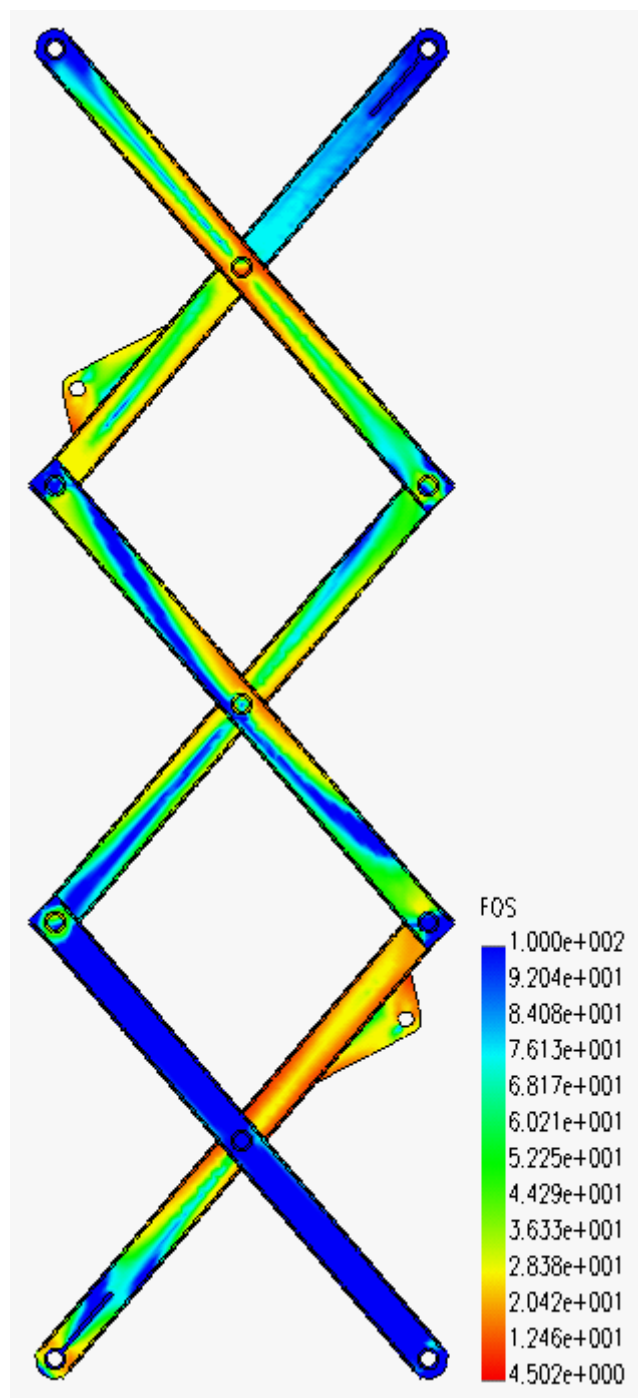
Slika 4.16: Ekvivalentno naprezanje radne platforme s tri škarasta mehanizma u podignutom položaju i uvučenim produžetkom platforme



Slika 4.17: Raspodjela faktora sigurnosti prema granici tečenja radne platforme s tri škarasta mehanizma u podignutom položaju i uvučenim produžetkom platforme



Slika 4.18: Raspodjela faktora sigurnosti prema granici tečenja radne platforme s tri škarasta mehanizma u podignutom položaju i izvučenim produžetkom platforme



Slika 4.19: Raspodjela faktora sigurnosti prema granici tečenja radne platforme s tri škarasta mehanizma u podignutom položaju i izvučenim produžetkom platforme

Najveće ekvivalentno naprezanje u kod spuštene platforme iznosi

$$\sigma_{ekv} = 202,8 \text{ MPa} < \sigma_{ed},$$

za uvučeni produžetak platforme, odnosno za izvučeni produžetak platforme

$$\sigma_{ekv} = 202,5 \text{ MPa} < \sigma_{ed}.$$

Kod podignute platforme najveće ekvivalentno naprezanje iznosi

$$\sigma_{ekv} = 101,8 \text{ MPa} < \sigma_{ed},$$

za uvučeni produžetak platforme, odnosno

$$\sigma_{ekv} = 80 \text{ MPa} < \sigma_{ed},$$

za izvučeni produžetak platforme.

Rezultati pokazuju da sve tri analizirane podizne platforme sa škarastim mehanizmom zadovoljavaju opću provjeru čvrstoće prema granici tečenja R_e i faktoru sigurnosti $S=1.5$. Najveća naprezanja javljaju se uz rubove provrta za osovine i ležajeve, a posljedica su koncentracije naprezanja [11].

Ugrađeni klizni ležajevi i nosivi limovi, u najopterećenijim zglobovima mehanizama, dodatno su provjereni na iznos srednjeg površinskog tlaka, odnosno pritiska sila reakcije na projekciju površine tuljca ležaja [4].

Kod konstrukcije su primjenjeni ležajevi sa i bez prirubnice slijedećih dimenzija:

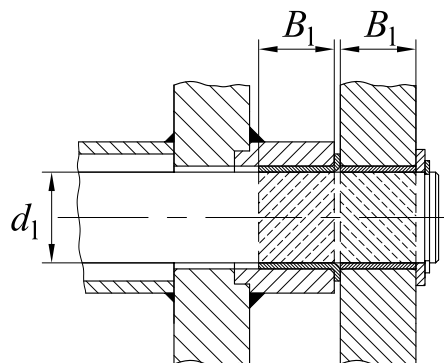
- Ležajevi bez prirubnice širine $B_1 = 25 \text{ mm}$ i promjera $d_1 = 30 \text{ mm}$, odnosno širine $B_1 = 30 \text{ mm}$ i promjera $d = 40 \text{ mm}$.
- Ležajevi s prirubnicom, širine $B_1 = 26 \text{ mm}$, promjera $d_1 = 30, 40 \text{ mm}$.

Površinski tlak kliznih ležajeva se računa prema

$$p = \frac{F_{\text{reakc}}}{B_1 \cdot d_1} \leq p_{\text{dop}}. \quad (4.2)$$

Iznos dopuštenog tlaka za klizne ležajeve od kompozitnog materijala (katalog INA-FAG 2012.) je

$$p_{\text{dop}} = 140 \text{ MPa}.$$



Slika 4.20: Projekcija površine kliznog ležaja zgloba F poslužne platforme s dva škarasta mehanizma

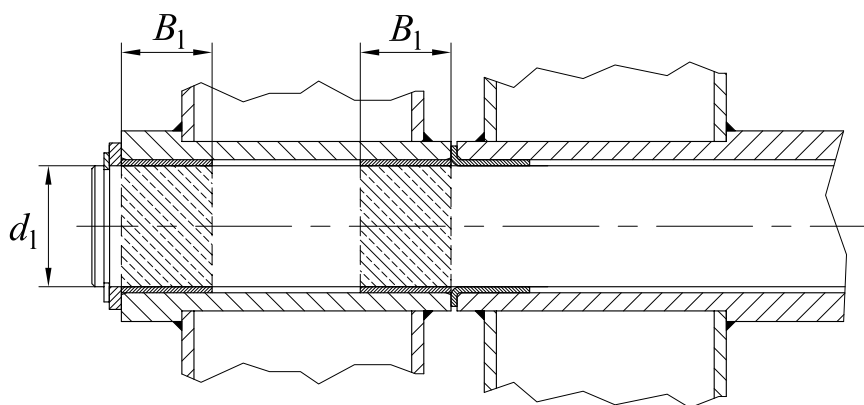
Proračunom je dobiven slijedeći iznos površinskog tlaka:

- Za ležajeve bez prirubnice širine $B_1 = 25$ mm i promjera $d_1 = 30$ mm (slika 4.20)

$$p = \frac{F_F}{B_1 \cdot d_1} = \frac{31453}{25 \cdot 30} = 41,937 \text{ MPa} \leq p_{dop}.$$

- Za ležajeve bez prirubnice širine $B_1 = 30$ mm i promjera $d_1 = 40$ mm (slika 4.21)

$$p = \frac{F_D}{B_1 \cdot d_1} = \frac{37545}{2 \cdot 30 \cdot 40} = 15,644 \text{ MPa} \leq p_{dop}.$$



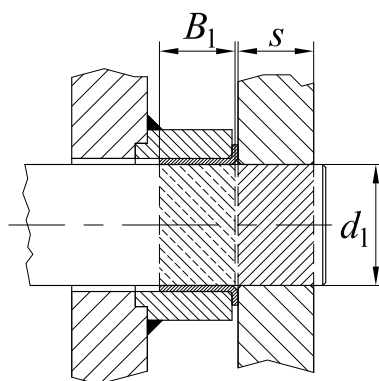
Slika 4.21: Projekcija površine ležaja zgloba D radne platforme s tri škarasta mehanizma

- Ležajevi s prirubnicom, širine $B_1 = 26$ mm, promjera $d_1 = 30$ mm (slika 4.20)

$$p = \frac{F_F}{B_1 \cdot d_1} = \frac{31453}{26 \cdot 30} = 40,324 \text{ MPa} \leq p_{dop}.$$

- Ležajevi s prirubnicom, širine $B_1 = 26$ mm, promjera $d_1 = 40$ mm (slika 4.22)

$$p = \frac{F_G}{B_1 \cdot d_1} = \frac{39245}{26 \cdot 40} = 37,736 \text{ MPa} \leq p_{dop}.$$



Slika 4.22: Projekcija površine klznog ležaja i nosivog lima zgloba G poslužne platforme s jednim škarastim mehanizmom

Površinski tlak nosivih limova, kod poslužne platforme s jednim škarastim mehanizmom, širine $s = 25$ mm (slika 4.22), iznosi

$$p = \frac{F_G}{d \cdot s} = \frac{39245}{40 \cdot 25} = 39,245 \text{ MPa} \leq p_{dop}.$$

Dopušteni površinski tlak nosivog lima prema [9] iznosi

$$p_{dop} = 100 \text{ MPa}.$$

4.3. PROVJERA UGRAĐENIH HIDRAULIČKIH CILINDARA NA IZVIJANJE

Za cilindar, odabran prema dobivenim iznosima potrebne maksimalne sile za podizanje, treba provjeriti i iznos kritične sile (kritičnog naprezanja) kod koje počinje izvijanje [11]. Proračun se vrši po Euleru (4.3) za $\lambda > \lambda_p$, odnosno Tetmajeru (4.4) za $\lambda < \lambda_p$. Naprezanje po Tetmajeru dobiveno je empirijski, pri čemu je krivulja $\sigma_{kr}=f(\lambda)$ u plastičnom području aproksimirana pravcem, a ovisi o vrsti materijala.

$$\left(\frac{F_{kr}}{A}\right)_{dop} = \pi^2 \cdot \frac{E}{\lambda^2 \cdot S}, \text{ MPa} \quad (4.3)$$

$$\left(\frac{F_{kr}}{A}\right)_{dop} = \frac{\pi \cdot (335 - 0.62 \cdot \lambda)}{S}, \text{ MPa} \quad (4.4)$$

Veličine u jednadžbama računaju se slijedećim izrazima. Vitkost štapa (cilindra) prema

$$\lambda = \frac{l_0}{i_{\min}} = \frac{4 \cdot l_0}{d_k}, \quad (4.5)$$

granična vitkost prema

$$\lambda_p = \pi \sqrt{\frac{E}{\sigma_p}}, \quad (4.6)$$

a minimalni promjer tromosti prema

$$i_{\min} = \sqrt{\frac{I_{\min}}{A}}, \text{ mm} \quad (4.7)$$

Iznos modula elastičnosti je

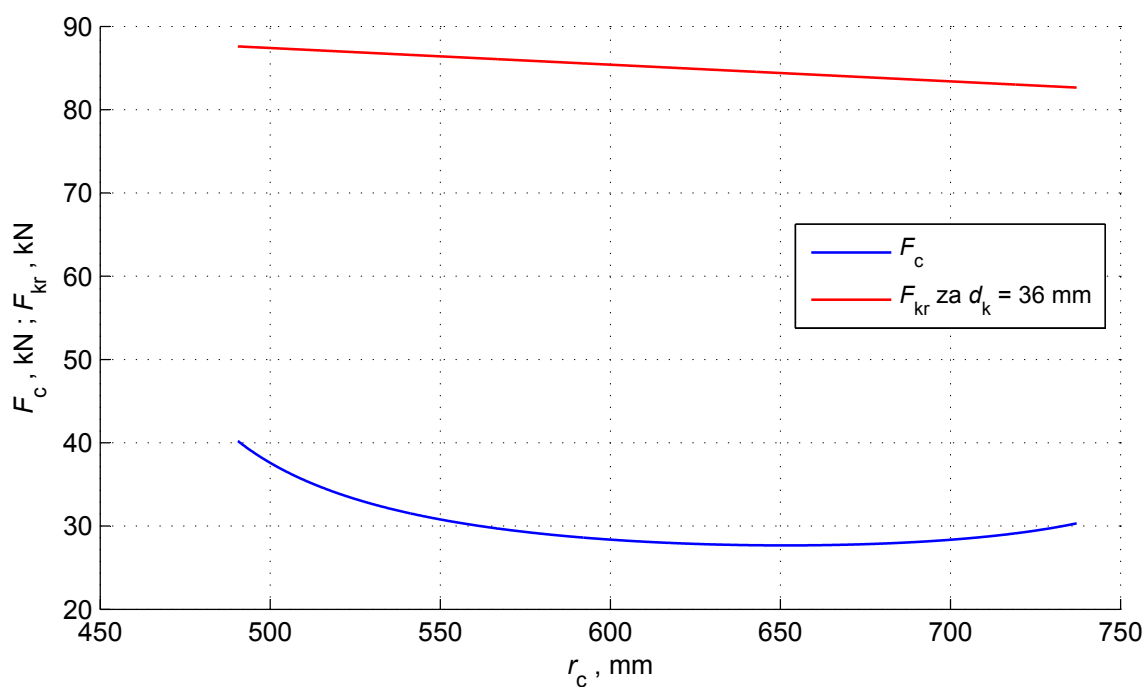
$$E = 210 \text{ MPa},$$

a faktor sigurnosti iznosi

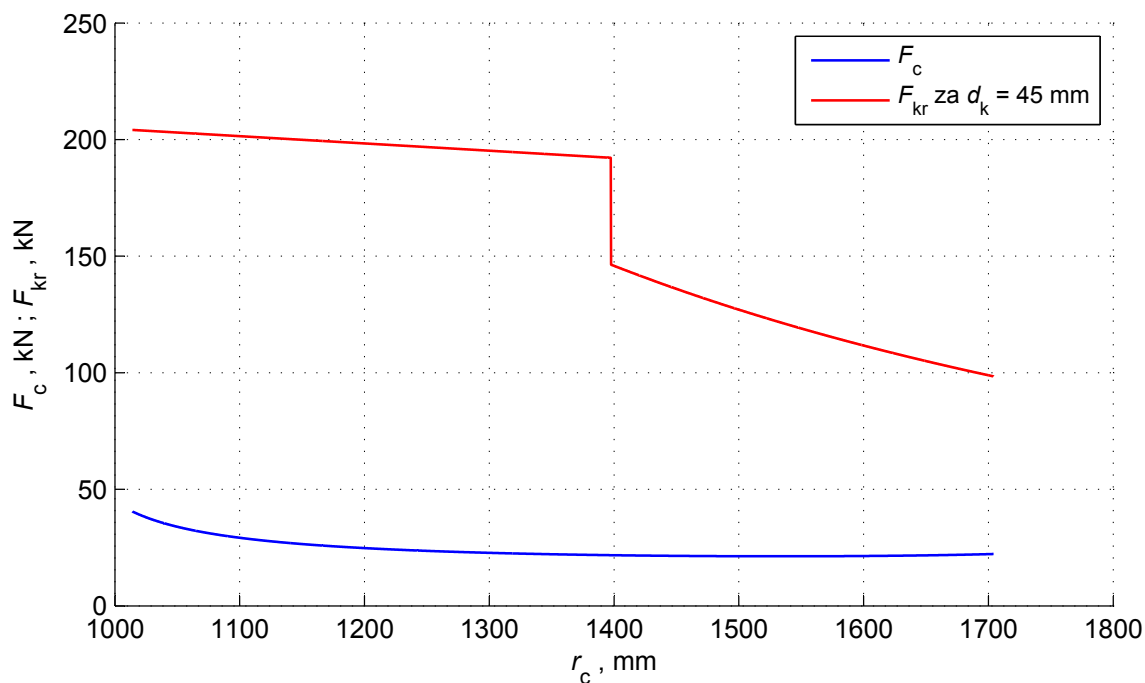
$$S = 3.5.$$

Dakako mora biti $F_c < (F_{kr})_{dop}$, odnosno $\sigma_c < \sigma_{dop}$.

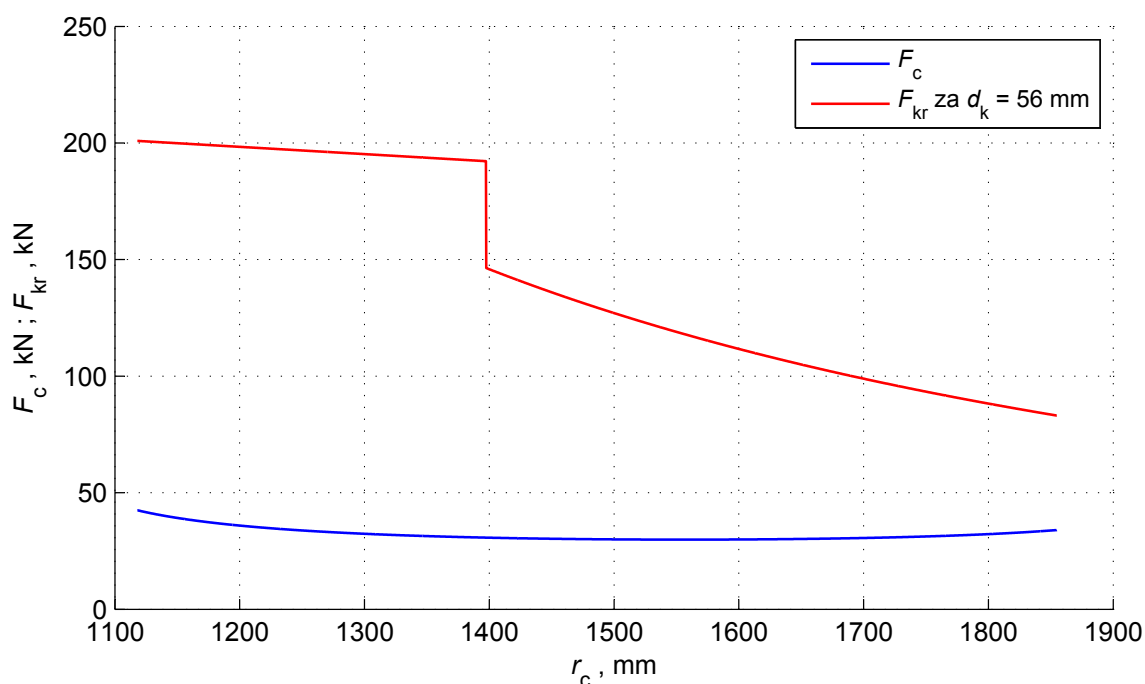
Rezultati proračuna na izvijanje prikazani su dijagramima, slika 4.23 do slike 4.25.



Slika 4.23: Radna sila cilindra i kritična sila u ovisnosti o duljini hidrauličkog cilindra kod poslužne platforme s jednim škarastim mehanizmom



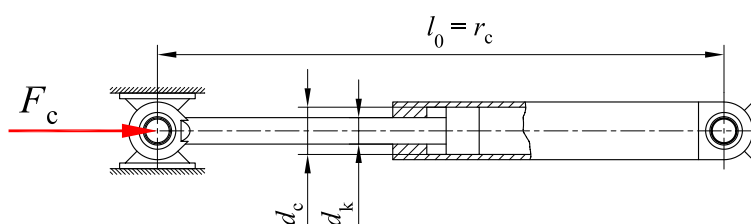
Slika 4.24: Radna sila cilindra i kritična sila u ovisnosti o duljini hidrauličkog cilindra kod poslužne platforme s dva škarasta mehanizma



Slika 4.25: Radna sila cilindra i kritična sila u ovisnosti o duljini hidrauličkog cilindra kod radne platforme s tri škarasta mehanizma

Skok na grafu $F_{kr}(r_c)$ nastaje jer kod određene duljine cilindra dolazi do promjene vitkosti sa $\lambda > \lambda_p$ na $\lambda < \lambda_p$, odnosno kritična sila se izračunava po Tetmajeru (4.4), umjesto po Euleru (4.3).

Kontrola na izvijanje je izvršena na cilindru promjera klipnjače (slika 4.26) $d_k = 36, 45$ mm i klipa $d_c = 63, 80$ mm kod poslužnih platformi, odnosno promjera klipnjače $d_k = 56$ mm i klipa $d_c = 80$ mm kod radne platforme.



Slika 4.26: Slobodna duljina izvijanja za zglobovno učvršćene krajeve štapa (hidrauličkog cilindra)

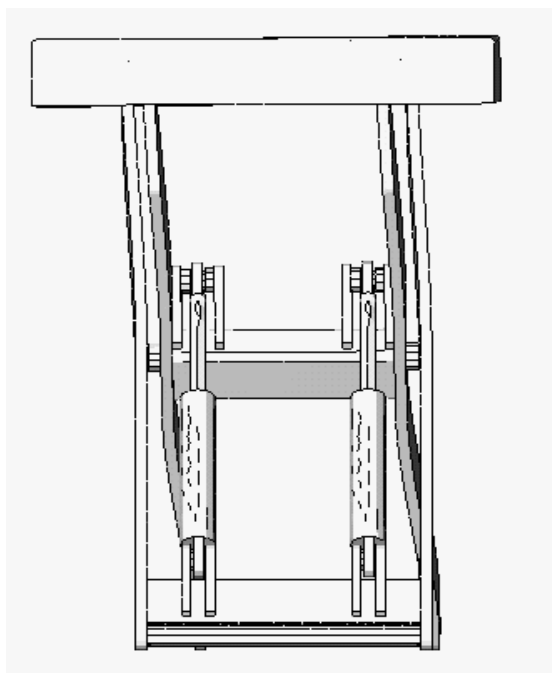
4.4. ANALIZA SLOBODNIH VIBRACIJA

Numeričkom analizom slobodnih vibracija metodom konačnih elemenata (upotrebom programa COSMOS DesignStar) pronađene su osnovne vlastite frekvenciju podiznih platformi sa škarastim mehanizmom. Pri tome su, posebice kod radne platforme, značajne one frekvencije bliske iznosima uzbude koje može izazvati čovjek svojim gibanjem (1 do 2 Hz).

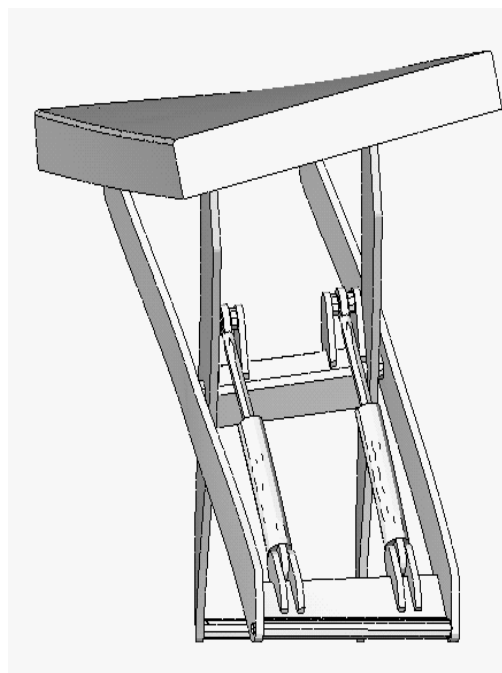
Za poslužne platforme s jednim škarastim mehanizmom iznosi vlastitih frekvencija su date u tablici 4.1. Slika 4.27 do slike 4.29 prikazuju forme vibriranja.

Tablica 4.1: Vlastite frekvencije poslužne platforme s jednim škarastim mehanizmom

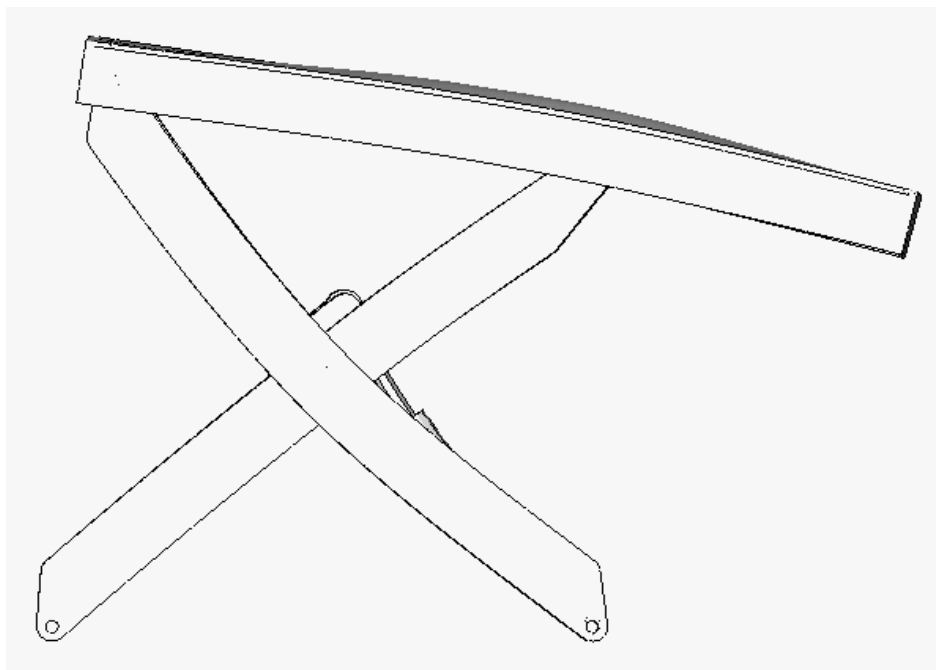
Forma	Vlastita frekvencija Hz
1	17.975
2	27.485
3	40.773



Slika 4.27: Prva osnovna forma vibriranja



Slika 4.28: Druga osnovna forma vibriranja

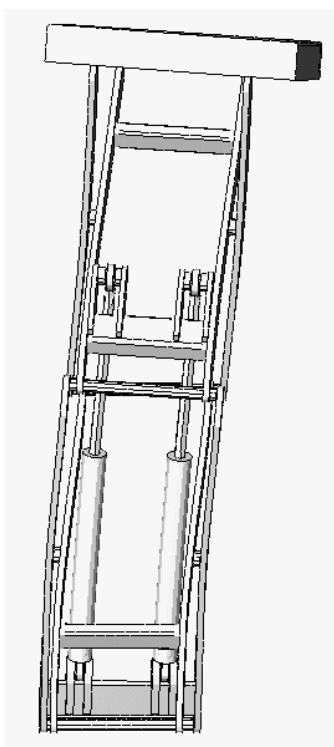


Slika 4.29: Treća osnovna forma vibriranja

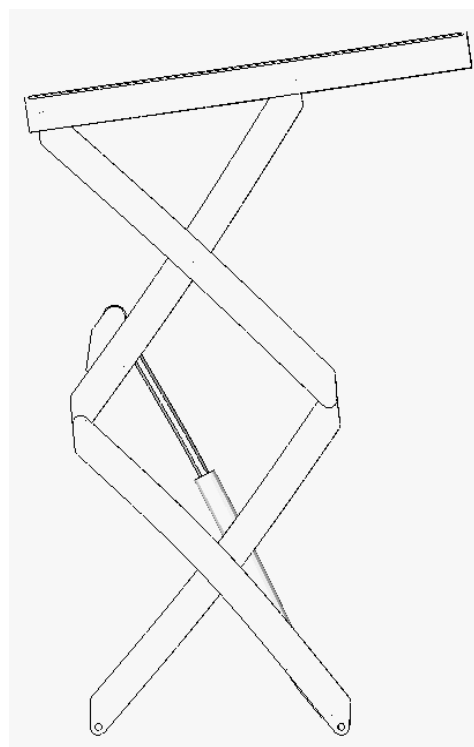
Iznosi vlastitih frekvencija poslužna platforme s dva škarasta mehanizma su date u tablici 4.2, a forme vibriranja su prikazane na slici 4.30 do slike 4.32.

Tablica 4.2: Vlastite frekvencije poslužne platforme s dva škarasta mehanizma

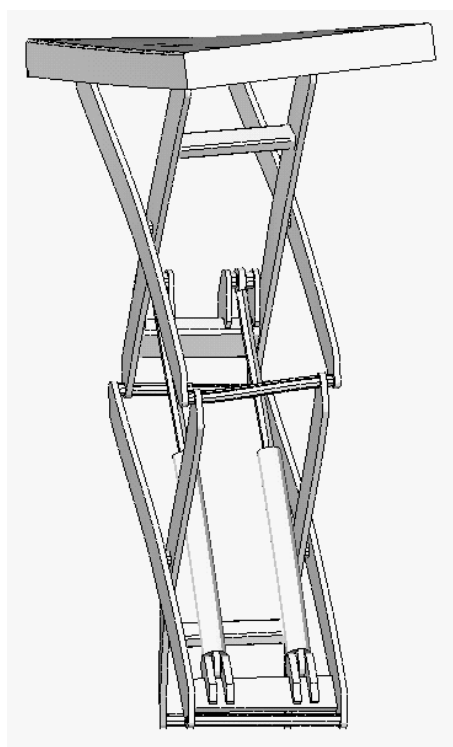
Forma	Vlastita frekvencija Hz
1.	7.7993
2.	14.221
3.	15.839



Slika 4.30: Prva osnovna forma vibriranja



Slika 4.31: Druga osnovna forma vibriranja

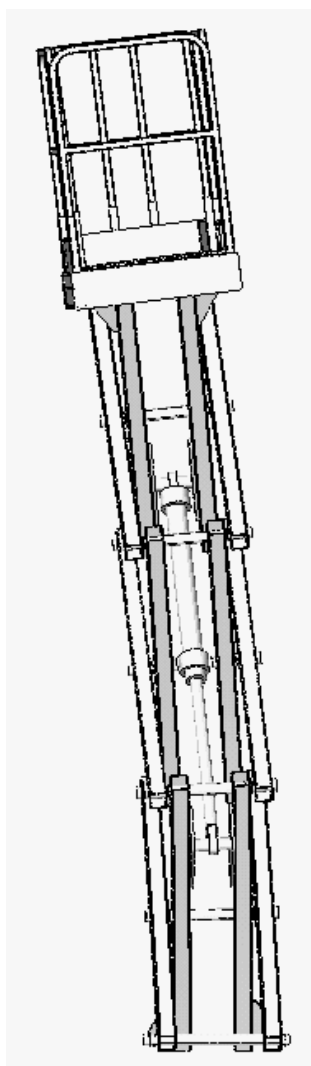


Slika 4.32: Treća osnovna forma vibriranja

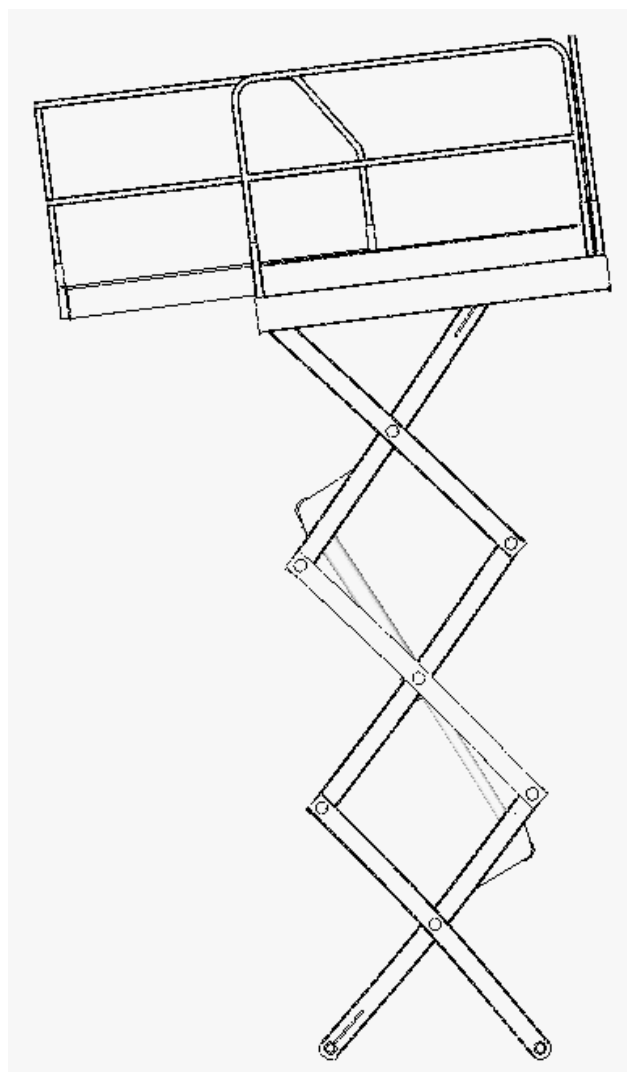
Iznosi vlastitih frekvencija radne platforme s tri škarasta mehanizma su date u tablici 4.3. Forme vibriranja prikazuju slika 4.33 do slike 4.35.

Tablica 4.3: Vlastite frekvencije radne platforme s tri škarasta mehanizma

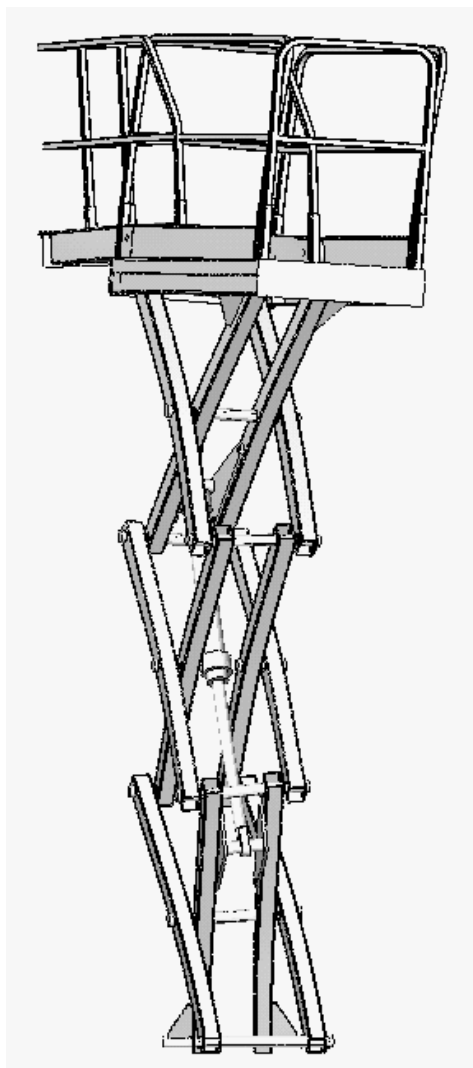
Forma	Vlastita frekvencija Hz
1.	3.8759
2.	10.438
3.	18.359



Slika 4.33: Prva osnovna forma vibriranja



Slika 4.34: Druga osnovna forma vibriranja



Slika 4.35: Treća osnovna forma vibriranja

Rezultati numeričke analize vlastitih frekvencija prikazuju da, zbog niske prve vlastite frekvencije radne platforme, treba paziti kako ljudi svojim radom na platformi ne bi stvorili pobudu koja bi uzrokovala pojavu rezonancije, a time i povećati mogućnost nastanka oštećenja konstrukcije.

5. ANALITIČKO RJEŠENJE

Analitičko rješenje dobiveno je principom virtualnih radova [8, 9], a rezultati su uspoređeni sa rezultatima dobivenim numerički, koristeći MSC.visualNastran Motion. Pri tome su u obzir uzete samo konzervativne (potencijalne) sile, a zanemarene disipativne sile, poput sile trenja u ležajevima.

Prema principu virtualnih radova (5.1), da bi mehanički sistem sa idealnim vezama bio u ravnoteži, nužno je i dovoljno, da za svaki virtualni pomak sistema koji veze dopuštaju, suma virtualnih radova zadanih sila, koje djeluju na sistem, bude jednak nuli.

$$\delta W = \sum_{i=1}^n \vec{F}_i \cdot \delta \vec{r}_i = 0 \quad (5.1)$$

Ovdje su \vec{F}_i aktivna sila koja djeluje na kruto tijelo, a $\delta \vec{r}_i$ virtualni pomak hvatišta sile. Virtualni pomak je beskonačno mali pomak koji zadovoljava jednadžbe veza, ali ne mora zadovoljiti i jednadžbe gibanja. Za razliku od infinitezimalnog pomaka, koji se odvija u vremenskom intervalu dt u skladu sa silama i vezama, virtualni pomak se zbiva trenutno.

U nastavku su izvedene jednadžbe odnosa tražene sile u cilindru i težine tereta, dobivene principom virtualnih radova. Pri izvođenju jednadžbi poopćena koordinata je kut φ što os (\overline{EF} kod sve tri izvedbe) promatranog člana mehanizma zatvara sa osi x .

5.1. POSLUŽNE PLATFORME SA ŠKARASTIM MEHANIZMOM

Slijedeći iznosi su jednaki kod obje poslužne platforme. Udaljenost krajnjeg i središnjeg zgloba člana mehanizma (duljina \overline{EG} na slici 5.1)

$$l = 850 \text{ mm},$$

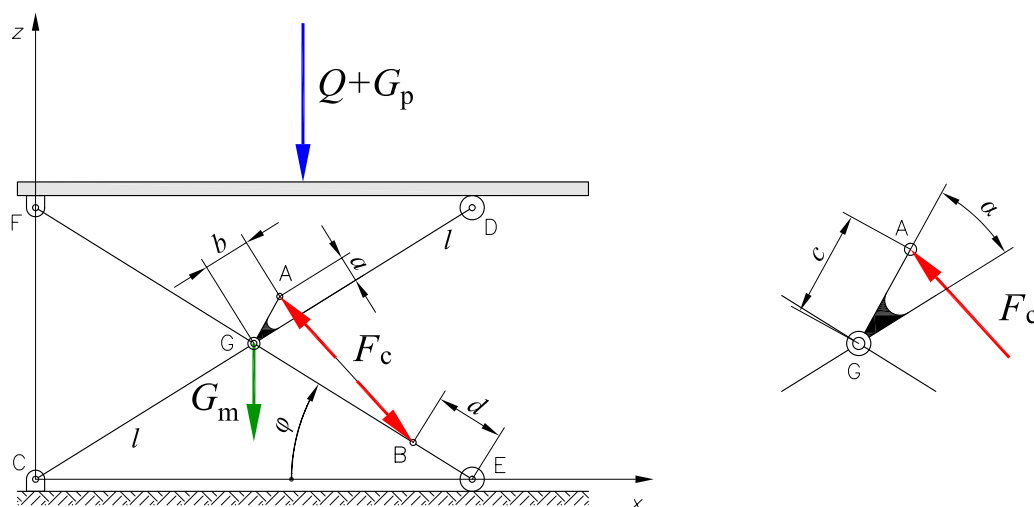
težina platforme

$$G_p = 1400 \text{ N},$$

i težina tereta

$$Q = 10000 \text{ N}.$$

5.1.1. Poslužna platforma s jednim škarastim mehanizmom



Slika 5.1: Kinematička struktura poslužne platforme s jednim škarastim mehanizmom

Kinematičku strukturu poslužne platforme s jednim škarastim mehanizmom, i veličinama korištenim kod izvođenja jednadžbi prikazuje slika 5. Princip virtualnih radova za mehanički sustav u ravnoteži u ovom slučaju se može napisati u obliku

$$\sum_{i=1}^n \delta W_i = F_c \delta r_c - Q \delta y_F - G_p \delta y_F - G_m \delta y_G = 0, \quad (5.2)$$

odnosno

$$F_c \delta r_c = Q \delta y_F + G_p \delta y_F + G_m \delta y_G. \quad (5.3)$$

Slijedi odnos sile u cilindru i težine tereta

$$\frac{F_c}{Q} = \frac{\delta y_F}{\delta r_c} + \frac{G_p}{Q} \frac{\delta y_F}{\delta r_c} + \frac{G_m}{Q} \frac{\delta y_G}{\delta r_c}, \quad (5.4)$$

gdje je

$$G_m = 2400 \text{ N},$$

a predstavlja težinu mehanizma.

Koordinate hvatišta aktivnih sila definirane su na slijedeći način. Za težinu tereta i platforme

$$y_G = 2l \cdot \sin(\varphi), \quad (5.5)$$

a za težinu mehanizma

$$y_E = l \cdot \sin(\varphi). \quad (5.6)$$

Koordinata aktivne sile cilindra, usmjerena u smjeru osi cilindra, predstavlja dužinu cilindra i iznosi

$$r_c^2 = c^2 + (l-d)^2 - 2c(l-d) \cdot \cos(2\varphi + \alpha), \quad (5.7)$$

odnosno

$$r_c = \sqrt{c^2 + (l-d)^2 - 2c(l-d) \cdot \cos(2\varphi + \alpha)}, \quad (5.8)$$

gdje su

$$c = \sqrt{a^2 + b^2}, \quad (5.9)$$

$$\alpha = \arctan\left(\frac{a}{b}\right), \quad (5.10)$$

Duljine iznose

$$a = 150 \text{ mm},$$

$$b = 95 \text{ mm}.$$

Varijacije koordinata položaja su

$$\begin{aligned} \delta y_F &= 2l \cdot \cos(\varphi) \delta \varphi, \\ \delta y_G &= l \cdot \cos(\varphi) \delta \varphi. \end{aligned} \quad (5.11)$$

Varijacija koordinate aktivne sile cilindra

$$r_c \delta r_c = 2c(l-d) \cdot \sin(2\varphi + \alpha) \delta \varphi, \quad (5.12)$$

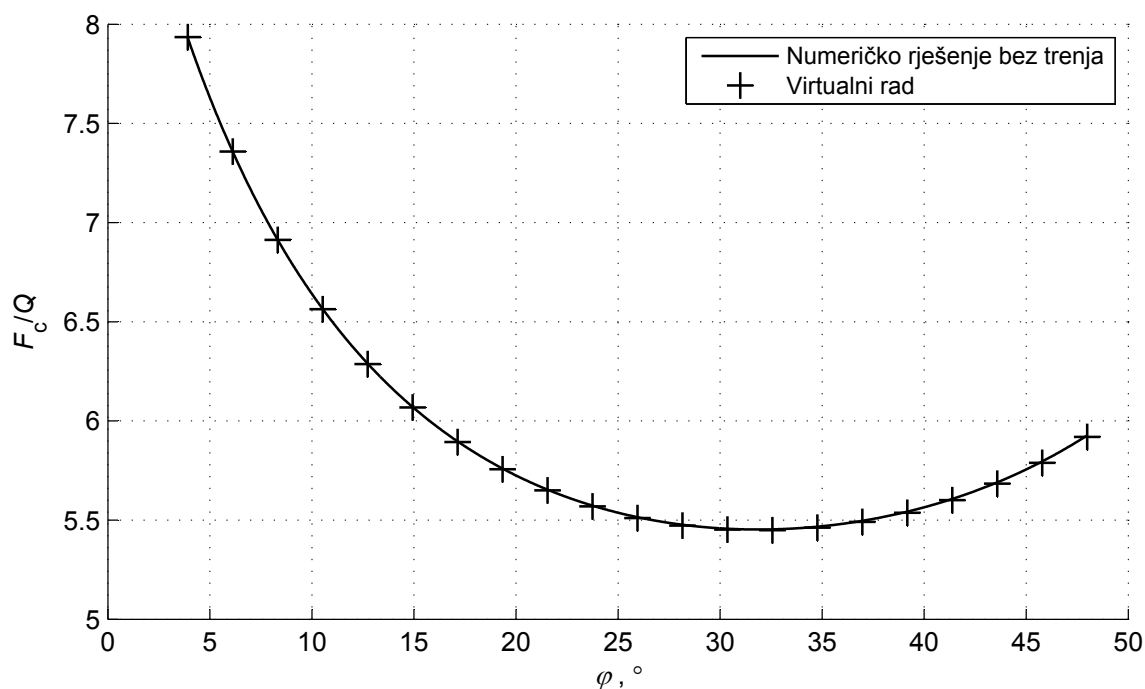
odnosno

$$\delta r_c = \frac{2c(l-d) \cdot \sin(2\varphi + \alpha) \delta \varphi}{r_c} \quad (5.13)$$

Uvrste li se varijacije (5.11) i (5.12) u izraz za odnos sile u cilindru i težine tereta (5.4), te sređivanjem dobivene jednadžbe slijedi

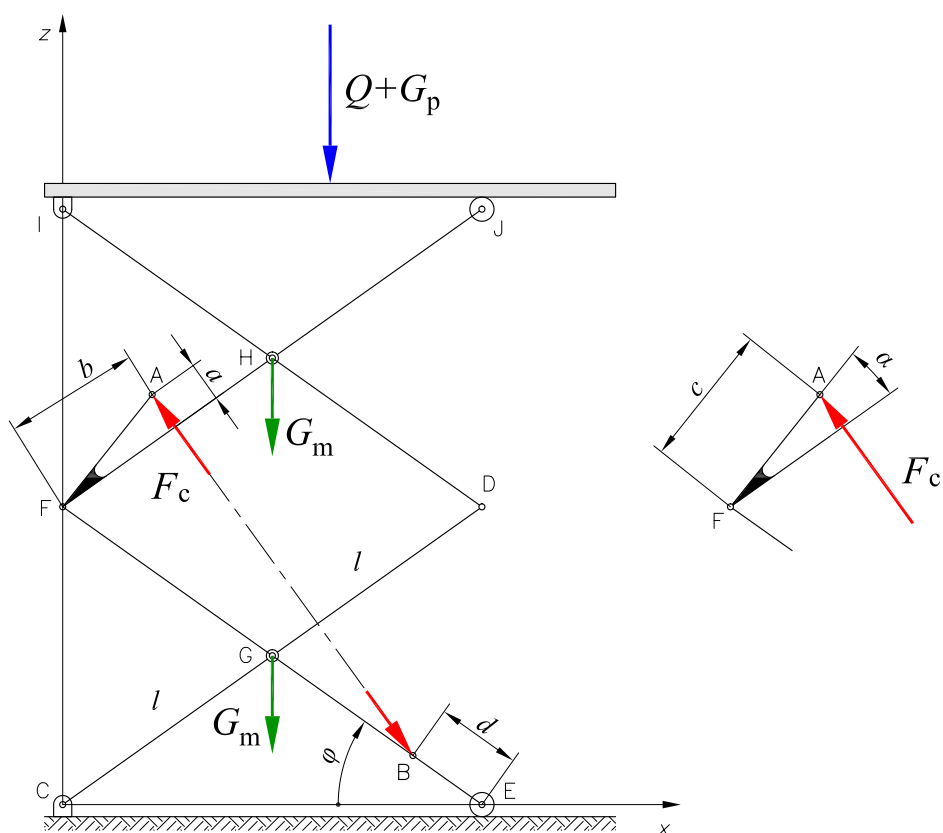
$$\frac{F_c}{Q} = \frac{l \cdot \cos(\varphi) \cdot r_c}{c(l-d) \cdot \sin(2\varphi + \alpha)} \left(1 + \frac{G_p}{Q} + \frac{1}{2} \frac{G_m}{Q} \right) \quad (5.14)$$

Rješenja dobivene jednadžbe prikazana je dijagramom na slici 5.2.



Slika 5.2: Usporedba analitičkog i numeričkog rješenja za poslužnu platformu s jednim škarastim mehanizmom

5.1.2. Poslužna platforma s dva škarasta mehanizma



Slika 5.3: Kinematičku strukturu poslužne platforme s dva škarasta mehanizma

Kinematičku strukturu poslužne platforme s dva škarasta mehanizma i veličinama korištenim kod izvođenja jednadžbi prikazuje slika 5. Princip virtualnih radova za poslužnu podiznu platformu s dva škarasta mehanizma ima slijedeći oblik

$$\sum_{i=1}^n \delta W_i = F_c \delta r_c - Q \delta y_I - G_p \delta y_I - G_m \delta y_H - G_m \delta y_G = 0, \quad (5.15)$$

odnosno

$$F_c \delta r_c = Q \delta y_I + G_p \delta y_I + G_m \delta y_H + G_m \delta y_G. \quad (5.16)$$

Slijedi odnos sile u cilindru i težine tereta

$$\frac{F_c}{Q} = \frac{\delta y_I}{\delta r_c} + \frac{G_p}{Q} \frac{\delta y_I}{\delta r_c} + \frac{G_m}{Q} \frac{\delta y_H}{\delta r_c} + \frac{G_m}{Q} \frac{\delta y_G}{\delta r_c}, \quad (5.17)$$

odnosno

$$\frac{F_c}{Q} = \frac{\delta y_I}{\delta r_c} + \frac{G_p}{Q} \frac{\delta y_I}{\delta r_c} + \frac{G_m}{Q} \frac{\delta y_H + \delta y_G}{\delta r_c}. \quad (5.18)$$

Težina mehanizma iznosi

$$G_m = 2200 \text{ N}.$$

Koordinate hvatišta aktivnih sila težine tereta i platforme iznose

$$y_I = 4l \cdot \sin(\varphi), \quad (5.19)$$

a za težinu mehanizma

$$y_G = l \cdot \sin(\varphi), \quad (5.20)$$

odnosno

$$y_H = 3l \cdot \sin(\varphi). \quad (5.21)$$

Koordinata aktivne sile cilindra, usmjerena u smjeru osi cilindra, predstavlja dužinu cilindra i iznosi

$$r_c^2 = c^2 + (2l - d)^2 - 2c(2l - d) \cdot \cos(2\varphi + \alpha), \quad (5.22)$$

odnosno

$$r_c = \sqrt{c^2 + (2l - d)^2 - 2c(2l - d) \cdot \cos(2\varphi + \alpha)}, \quad (5.23)$$

gdje su

$$c = \sqrt{a^2 + b^2}, \quad (5.24)$$

$$\alpha = \arctan\left(\frac{a}{b}\right). \quad (5.25)$$

Duljine iznose

$$a = 150 \text{ mm},$$

$$b = 450 \text{ mm}.$$

Varijacije koordinata položaja iznose

$$\begin{aligned}\delta y_I &= 4l \cdot \cos(\varphi) \delta \varphi, \\ \delta y_G &= l \cdot \cos(\varphi) \delta \varphi, \\ \delta y_H &= 3l \cdot \cos(\varphi) \delta \varphi.\end{aligned}\tag{5.26}$$

Varijacija koordinate aktivne sile cilindra iznosi

$$r_c \delta r_c = 2c(2l-d) \cdot \sin(2\varphi + \alpha) \delta \varphi,\tag{5.27}$$

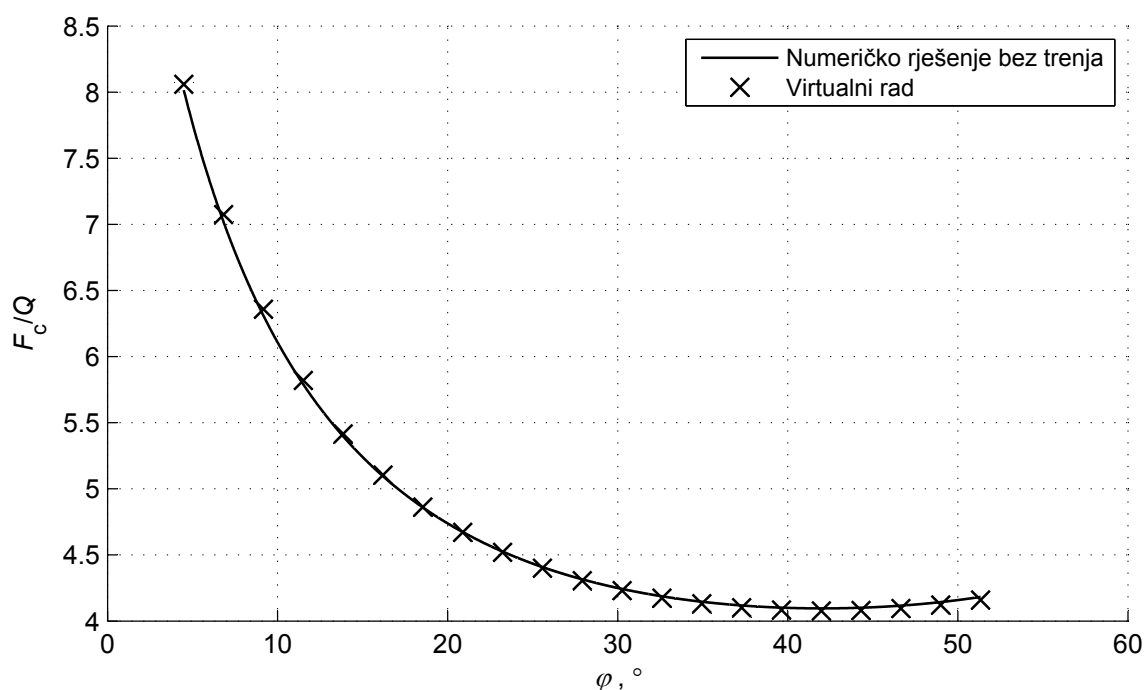
odnosno

$$\delta r_c = \frac{2c(2l-d) \cdot \sin(2\varphi + \alpha) \delta \varphi}{r_c}.\tag{5.28}$$

Uvrste li se varijacije (5.26) i (5.28) u izraz za odnos sile u cilindru i težine tereta (5.18), te sređivanjem dobivene jednadžbe slijedi

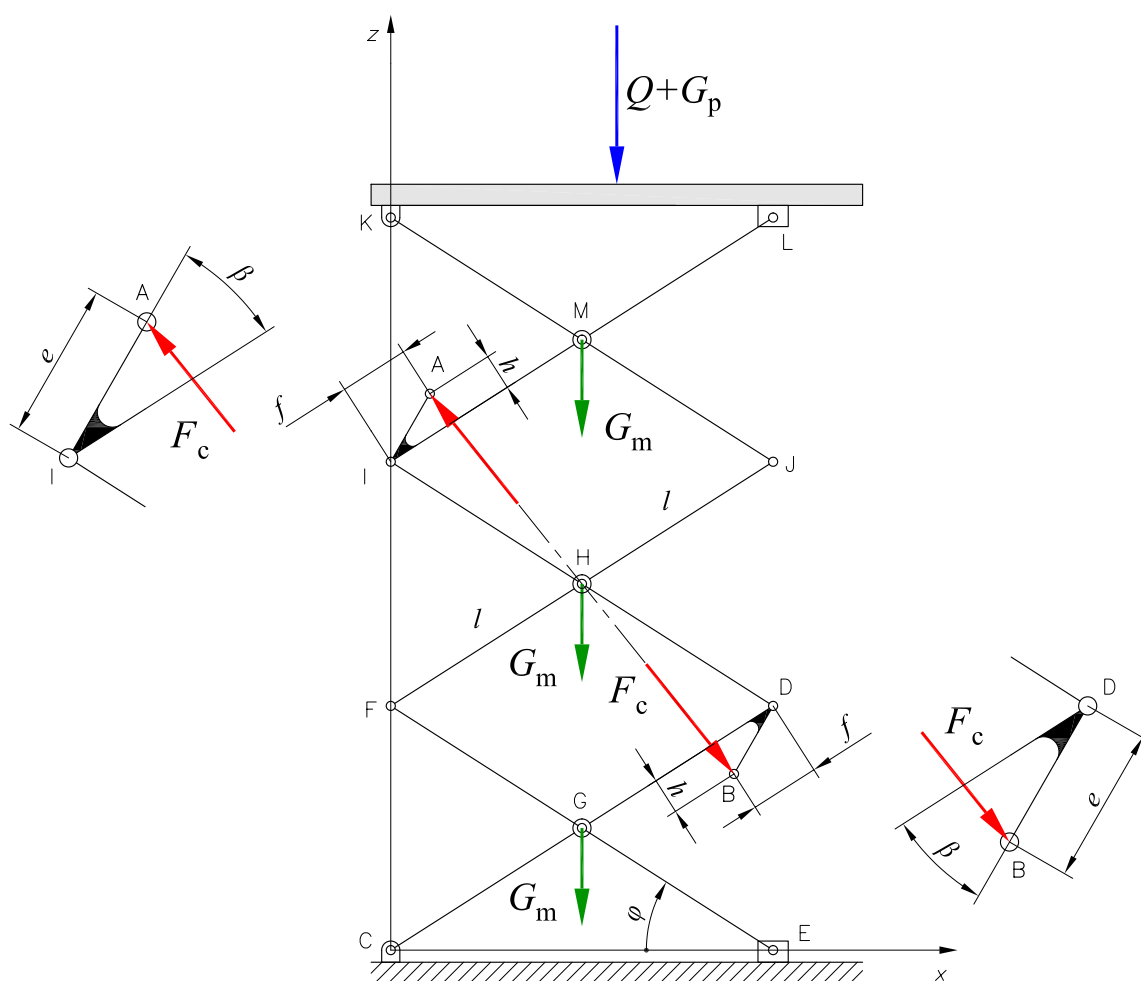
$$\frac{F_c}{Q} = \frac{2l \cdot \cos(\varphi) \cdot r_c}{c(2l-d) \cdot \sin(2\varphi + \alpha)} \left(1 + \frac{G_p}{Q} + \frac{G_m}{Q} \right).\tag{5.29}$$

Rješenja dobivene jednadžbe prikazana su dijagramom na slici 5.5.



Slika 5.4: Usporedba analitičkog i numeričkog rješenja za poslužnu platformu s dva škarasta mehanizma

5.2. RADNA PLATFORMA S TRI ŠKARASTA MEHANIZMA



Slika 5.5: Kinematička struktura radne platforme s tri škarasta mehanizma

Kinematičku strukturu radne platforme s tri škarasta mehanizma i veličinama korištenim kod izvođenja jednadžbi prikazuje slika 5. Princip virtualnih radova za radnu platformu ima slijedeći oblik

$$\sum_{i=1}^n \delta W_i = F_c \delta r_c - Q \delta y_K - G_p \delta y_K - G_m \delta y_M - G_m \delta y_H - G_m \delta y_G = 0, \quad (5.30)$$

odnosno

$$F_c \delta r_c = Q \delta y_K + G_p \delta y_K + G_m \delta y_M + G_m \delta y_H + G_m \delta y_G. \quad (5.31)$$

Slijedi odnos sile u cilindru i težine tereta

$$\frac{F_c}{Q} = \frac{\delta y_K}{\delta r_c} + \frac{G_p}{Q} \frac{\delta y_K}{\delta r_c} + \frac{G_m}{Q} \frac{\delta y_M}{\delta r_c} + \frac{G_m}{Q} \frac{\delta y_H}{\delta r_c} + \frac{G_m}{Q} \frac{\delta y_G}{\delta r_c}, \quad (5.32)$$

odnosno

$$\frac{F_c}{Q} = \frac{\delta y_K}{\delta r_c} + \frac{G_p}{Q} \frac{\delta y_K}{\delta r_c} + \frac{G_m}{Q} \frac{\delta y_M + \delta y_H + \delta y_G}{\delta r_c}. \quad (5.33)$$

Gdje je težina mehanizma

$$G_m = 1200 \text{ N},$$

težina platforme

$$G_p = 2600 \text{ N},$$

te težina tereta

$$Q = 3000 \text{ N}.$$

Koordinate hvatišta aktivnih sila težine tereta i platforme iznose

$$y_K = 6l \cdot \sin(\varphi), \quad (5.34)$$

a za težinu mehanizma

$$y_G = l \cdot \sin(\varphi), \quad (5.35)$$

$$y_H = 3l \cdot \sin(\varphi), \quad (5.36)$$

$$y_M = 5l \cdot \sin(\varphi). \quad (5.37)$$

Koordinata aktivne sile cilindra, usmjerena u smjeru osi cilindra, predstavlja dužinu cilindra i iznosi

$$r_c^2 = 4 \cdot (e^2 + l^2 - 2el \cdot \cos(2\varphi + \alpha)), \quad (5.38)$$

odnosno

$$r_c = 2 \cdot \sqrt{e^2 + l^2 - 2el \cdot \cos(2\varphi + \alpha)}. \quad (5.39)$$

Gdje su

$$e = \sqrt{h^2 + f^2}, \quad (5.40)$$

$$\alpha = \arctan\left(\frac{h}{f}\right). \quad (5.41)$$

Duljine iznose

$$f = 230 \text{ mm},$$

$$h = 120 \text{ mm},$$

$$l = 750 \text{ mm}.$$

Varijacije koordinata položaja iznose

$$\delta y_K = 6l \cdot \cos(\varphi) \delta \varphi,$$

$$\delta y_G = l \cdot \cos(\varphi) \delta \varphi,$$

$$\delta y_H = 3l \cdot \cos(\varphi) \delta \varphi, \quad (5.42)$$

$$\delta y_M = 5l \cdot \cos(\varphi) \delta \varphi,$$

a varijacija koordinate aktivne sile cilindra

$$r_c \delta r_c = 8e l \cdot \sin(2\varphi + \alpha) \delta \varphi, \quad (5.43)$$

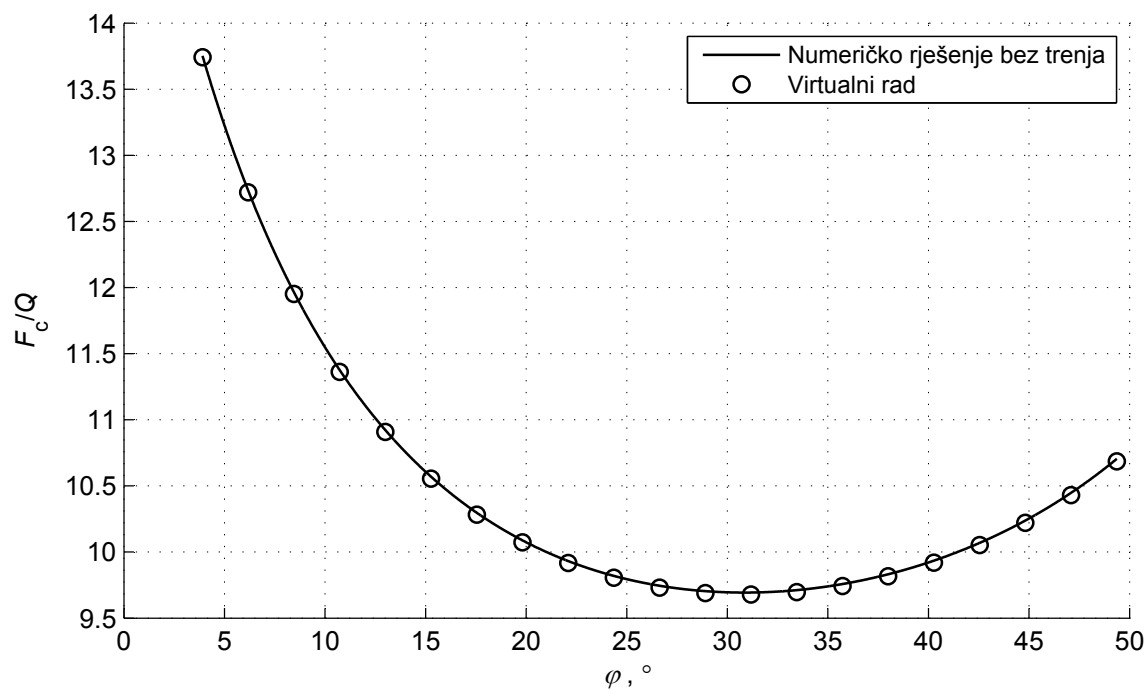
odnosno

$$\delta r_c = \frac{8e \cdot \sin(2\varphi + \alpha) \delta \varphi}{r_c}. \quad (5.44)$$

Uvrste li se varijacije (5.42) i (5.44) u izraz za odnos sile u cilindru i težine tereta (5.33), te sređivanjem dobivene jednadžbe slijedi

$$\frac{F_c}{Q} = \frac{3}{4} \frac{r_c \cdot \cos(\varphi)}{e \cdot \sin(2\varphi + \alpha)} \left(1 + \frac{G_p}{Q} + \frac{3}{2} \frac{G_m}{Q} \right) \quad (5.45)$$

Za radnu platformu usporedba rezultata predložena je dijagramom na slici 5.6.



Slika 5.6: Usporedba analitičkog i numeričkog rješenja za radnu platformu s tri škarasta mehanizma

6. ZAKLJUČAK

Iz rezultata analiza podiznih platformi sa škarastim mehanizmom, vidljivo je da se uslijed istovremenog povećanja duljina a i b (kod poslužnih platformi slika 3.6 i slika 3.14), te h i f (kod radne platforme slika 3.22), brzine i ubrzanja platformi smanjuju. Povećanjem navedenih duljina također se smanjuje najveća potrebna sila u cilindru. Posljedica je smanjenje opterećenja mehanizma dizanja, odnosno nosive konstrukcije radnom silom cilindra, kao i smanjenje inercijskih sila, za istu nosivost. Smanjenjem ubrzanja, smanjuje se promjena brzine platforme, te podizanje tereta i ljudi postaje jednoliko. Hod cilindra, se pri povećanju duljina a i b (kod poslužnih platformi), te h i f (kod radne platforme), povećava, na što treba obratiti pozornost pri odabiru cilindra kako se ne bi prekoračili preporučeni iznosi hoda za dostignuto opterećenje.

Utjecaj promjene duljine d (kod poslužnih platformi slika 3.6 i slika 3.14) na iznos brzine i ubrzanja platforme, te sile u cilindru i hoda cilindra je mali. Smanjuje se duljina cilindra r_c , što povoljno utječe na iznos kritične sile (kritičnog naprezanja) kod koje počinje izvijanje.

Za položaj radnog cilindra, odabranog na temelju rezultata analize, provedena usporedba rezultata, bez i sa silom trenja, pokazala je da se radna sila cilindra se kontinuirano povećava tijekom podizanja. Pri tome je utjecaj sile trenja na silu radnog cilindra, kod odabrane konstrukcijske izvedbe najmanji na početku podizanja, odnosno u položaju mehanizma u kojem je radna sila cilindra (za zadanu nosivost) najveća. Povećanjem visine dizanja (porastom okomite komponente sile cilindra) utjecaj sile trenja raste. Iz usporedbe slijedi da se, za analizirane podizne platforme, odabir radnog cilindra prema najvećoj radnoj sili sa dovoljnom točnošću moglo provesti i bez utjecaja sile trenja.

Provjera nosivosti u ovom diplomskom radu, provedena za opterećenja nastala pri utjecaju sile trenja, prikazuje da sve tri analizirane podizne platforme zadovoljavaju opću provjeru čvrstoće za faktor sigurnosti 1,5. Najveća naprezanja javljaju se uz rubove provrta za osovine i ležajeve, a posljedica su koncentracije naprezanja. Ti se iznosi mogu se dodatno smanjiti skošenjem ili zaobljenjem rubova provrta. Analiza slobodnih vibracija je pokazala da su vlastite frekvencije poslužnih platformi nekoliko puta veće od frekvencija uzbude koju može ostvariti čovjek svojim gibanjem, te se pri upotrebi ovih platformi na taj način ne može doći oštećenja ili loma konstrukcije. Vlastita frekvencija radne platforme je bliska uzbudnoj frekvenciji nastaloj gibanjem čovjeka. Postoji opasnost da, zbog malog faktora prigušenja

čelične konstrukcije, kod frekvencija blizu rezonantne naprezanje višestruko poraste. Time raste i opasnost od oštećenja konstrukcije.

Rezultati su olakšali odabir optimalnog položaja i veličine radnog cilindra za zadane projektne parametre, te se na taj način smanjilo opterećenje radnog cilindra i nosive konstrukcije (mehanizma dizanja). Također mogu poslužiti za daljnju razradu konstrukcije analiziranih podiznih platformi i postizanja optimalnog konstrukcijskog rješenja, kako bi se ona načinila lakšom i jeftinijom.

Iznos potrebne sile cilindra, za slučaj bez djelovanja trenja u ležajevima, dobivene numerički i analitički gotovo su identične. Princip virtualnih radova, upotrebljen za dobivanje analitičkog rješenja, može se proširiti sa silama trenja koje proizvode postojeće veze, na način da se one ubrajaju u zadane sile. Pri tome je za izračunavanje sila trenja potrebno znati veličine sila reakcija u vezama. Povećanjem složenosti mehanizma analitičko rješavanje problema može biti otežano. Tu do izražaja dolazi prednost primjene računala i odgovarajućeg softvera za dinamičku analizu mehanizma. Pažljivim odabirom dimenzija i geometrijskih odnosa kod modeliranja mehanizma moguće je analizirati više konstrukcijskih izvedbi. Pri tome se mijenjaju samo željene veličine (a , b i d kod poslužnih platformi, odnosno h i f kod radnih platformi), bez utjecaja na ostatak modela mehanizma.

PRILOZI

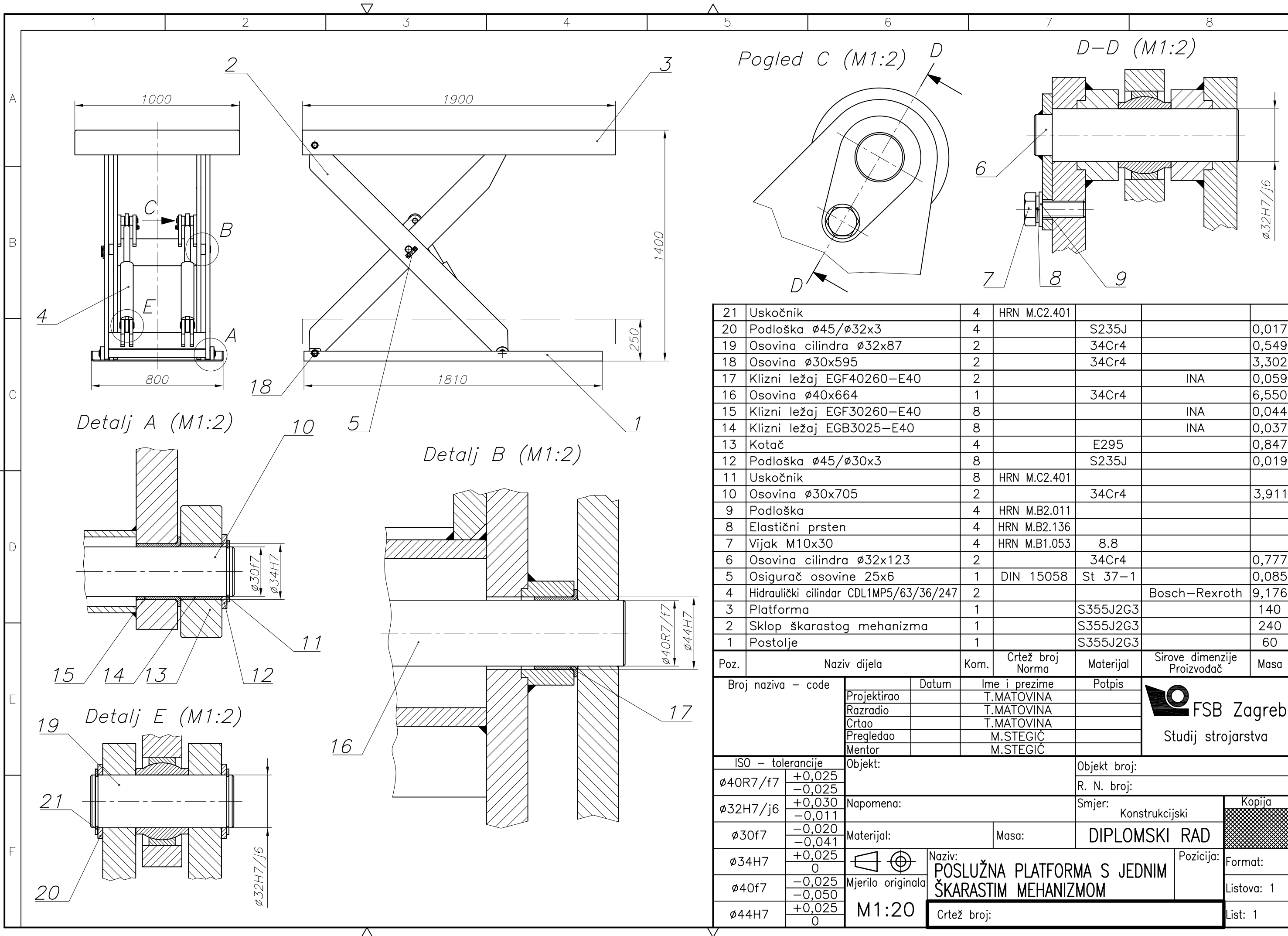
- I. CD-R disc
- II. Tehnička dokumentacija


LITERATURA

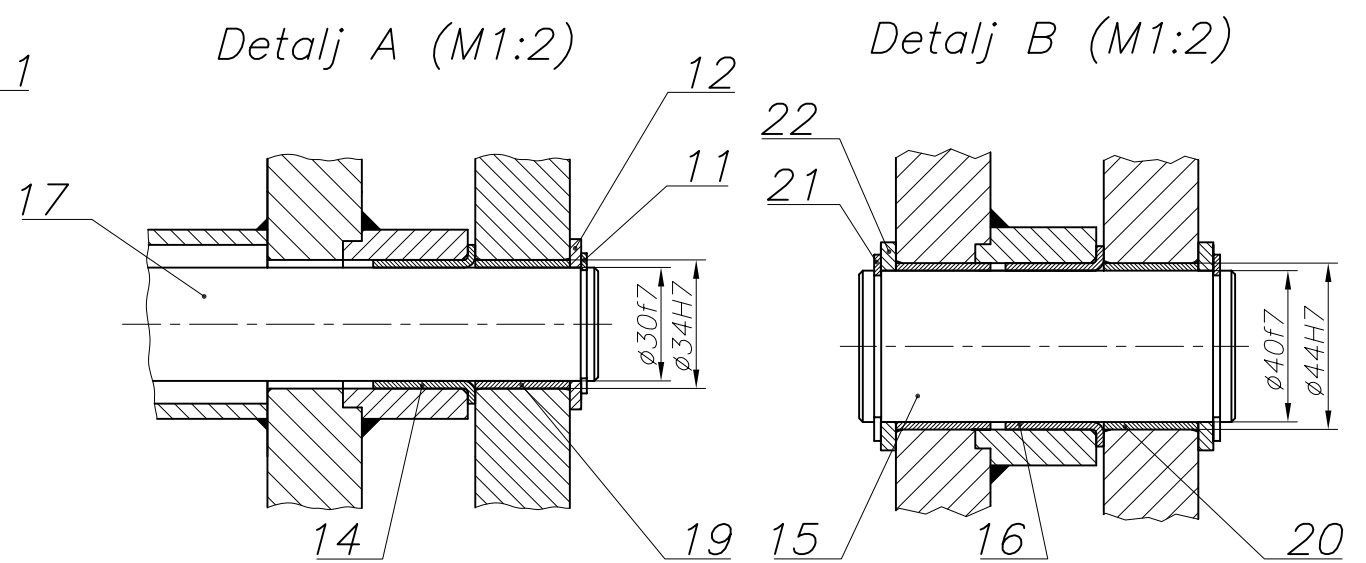
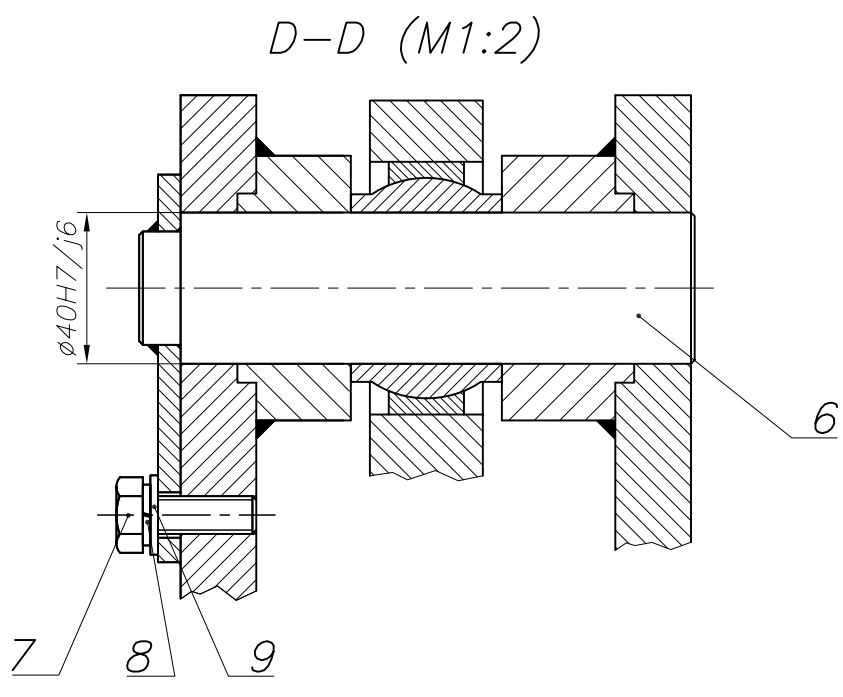
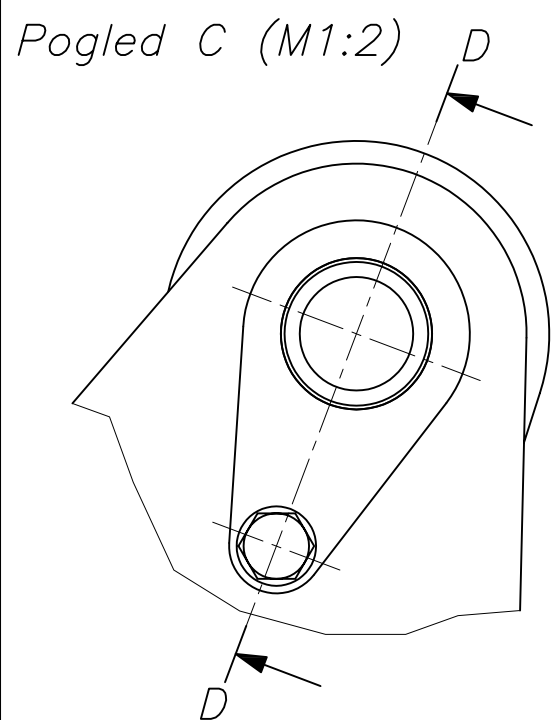
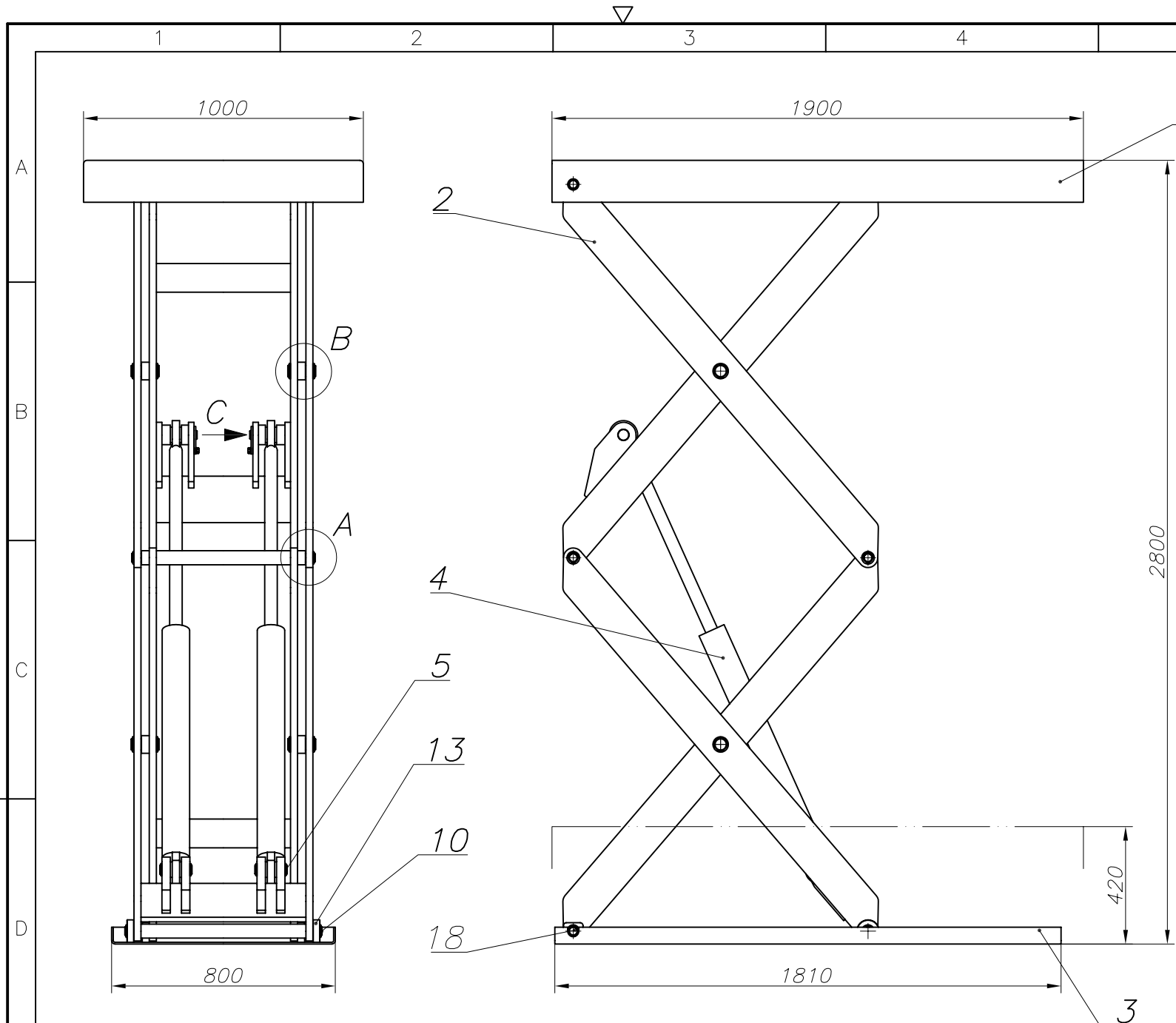
- [1] Ščap, D., Prenosila i dizala - skripta, FSB, Zagreb, 1996.
- [2] Kraut, B., Strojarski priručnik, Tehnička knjiga, Zagreb, 1982.
- [3] Oberšmit, E., Osnove konstruiranja, Sveučilišna naklada, Zagreb, 1991.
- [4] Decker, K-H., Elementi strojeva, Tehnička knjiga, Zagreb 1987.
- [5] Bazjanac, D., Osnovi teorije mehanizama - struktura i kinematika mehanizama, Tehnička knjiga, Zagreb, 1954.
- [6] Husnjak, M., Teorija mehanizama - bilješke sa predavanja, FSB, Zagreb, 2000.
- [7] Stegić, M., Teorija vibracija - linearnih diskretnih mehaničkih sustava, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 1996.
- [8] Bilješke sa predavanja i vježbe iz mehanike 3, FSB, Zagreb, 2000
- [9] Pustaić, D., Wolf, H., Tonković, Z., Mehanika III - uvod u analitičku mehaniku s osnovama teorije vibracija, Tehnička knjiga, Zagreb, 2005.
- [10] Ščap, D., Prenosila i dizala - podloge za konstrukciju i proračun, Sveučilišna naklada Liber, Zagreb, 1988.
- [11] Alfiredić, I., Nauka o čvrstoći I, Tehnička knjiga, Zagreb, 1995.

PRILOG II.

TEHNIČKA DOKUMENTACIJA



21	Uskočnik	4	HRN M.C2.401				
20	Podloška $\varnothing 45/\varnothing 32 \times 3$	4		S235J		0,017	
19	Osovina cilindra $\varnothing 32 \times 87$	2		34Cr4		0,549	
18	Osovina $\varnothing 30 \times 595$	2		34Cr4		3,302	
17	Klizni ležaj EGF40260–E40	2			INA	0,059	
16	Osovina $\varnothing 40 \times 664$	1		34Cr4		6,550	
15	Klizni ležaj EGF30260–E40	8			INA	0,044	
14	Klizni ležaj EGB3025–E40	8			INA	0,037	
13	Kotač	4		E295		0,847	
12	Podloška $\varnothing 45/\varnothing 30 \times 3$	8		S235J		0,019	
11	Uskočnik	8	HRN M.C2.401				
10	Osovina $\varnothing 30 \times 705$	2		34Cr4		3,911	
9	Podloška	4	HRN M.B2.011				
8	Elastični prsten	4	HRN M.B2.136				
7	Vijak M10x30	4	HRN M.B1.053	8.8			
6	Osovina cilindra $\varnothing 32 \times 123$	2		34Cr4		0,777	
5	Osigurač osovine 25x6	1	DIN 15058	St 37–1		0,085	
4	Hidraulički cilindar CDL1MP5/63/36/247	2			Bosch–Rexroth	9,176	
3	Platforma	1		S355J2G3		140	
2	Sklop škarastog mehanizma	1		S355J2G3		240	
1	Postolje	1		S355J2G3		60	
Poz.	Naziv dijela		Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa
Broj naziva – code		Datum	Ime i prezime		Potpis	<div> FSB Zagreb</div> <div>Studij strojarstva</div>	
		Projektirao	T.MATOVINA				
		Razradio	T.MATOVINA				
		Crtao	T.MATOVINA				
		Pregledao	M.STEGIĆ				
		Mentor	M.STEGIĆ				
ISO – tolerancije		Objekt:			Objekt broj:		
$\varnothing 40R7/f7$	+0,025	Napomena:			R. N. broj:		
	–0,025						
$\varnothing 32H7/j6$	+0,030	Materijal:			Smjer: Konstrukcijski		Kopija
	–0,011						
$\varnothing 30f7$	–0,020	Masa:		DIPLOMSKI RAD			
	–0,041						
$\varnothing 34H7$	+0,025	Naziv: POSLUŽNA PLATFORMA S JEDNIM ŠKARASTIM MEHANIZMOM				Pozicija:	
	0						
$\varnothing 40f7$	–0,025						
	–0,050						
$\varnothing 44H7$	+0,025	M1:20		Crtež broj:			
	0						



22	Podloška $\phi 55/\phi 40 \times 4$	12		S235J		0,033
21	Uskočnik	12	HRN M.C2.401			
20	Klizni ležaj EGB4025-E40	8			INA	0,049
19	Klizni ležaj EGB3025-E40	12			INA	0,037
18	Osovina $\phi 30 \times 595$	2		34Cr4		3,302
17	Osovina $\phi 30 \times 655$	2		34Cr4		3,634
16	Klizni ležaj EGF40260-E40	4			INA	0,059
15	Osovina $\phi 40 \times 100$	4		34Cr4		0,982
14	Klizni ležaj EGF30260-E40	12			INA	0,044
13	Kotač	4		E295		0,847
12	Podloška $\phi 45/\phi 30 \times 3$	12		S235J		0,019
11	Uskočnik	12	HRN M.C2.401			
10	Osovina $\phi 30 \times 705$	2		34Cr4		3,911
9	Podloška	2	HRN M.B2.011			
8	Elastični prsten	2	HRN M.B2.136			
7	Vijak M10x30	2	HRN M.B1.053	8.8		
6	Osovina cilindra $\phi 40 \times 146$	2		34Cr4		1,440
5	Osovina cilindra $\phi 40 \times 115$	2		34Cr4		1,134
4	Hidraulički cilindar CDL1MP5/80/45/690	2			Bosch-Rexroth	28,47
3	Platforma	1		S355J2G3		140
2	Sklop škarastog mehanizma	1		S355J2G3		440
1	Postolje	1		S355J2G3		60

Poz.	Naziv dijela		Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa
Broj naziva – code			Datum	Ime i prezime	Potpis	<div>FSB Zagreb</div> <div>Studij strojarstva</div>	
			Projektirao	T.MATOVINA			
			Razradio	T.MATOVINA			
			Crtao	T.MATOVINA			
			Pregledao	M.STEGIĆ			
			Mentor	M.STEGIĆ			
ISO – tolerancije			Objekt:		Objekt broj:		
ø40H7/j6	+0,030	R. N. broj:					
	-0,011						
ø30f7	-0,020	Napomena:			Smjer: Konstrukcijski		Kopija
	-0,041						
ø34H7	+0,025	Materijal:		Masa:	DIPLOMSKI RAD		
	0						
ø40f7	-0,025	Naziv: POSLUŽNA PLATFORMA S DVA ŠKARASTA MEHANIZMA				Pozicija:	Format:
	-0,050						
ø44H7	+0,025	Mjerilo originala		Crtež broj:			Listova: 1
	0						
		M1:20					List: 1

